



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE

CENTRO DE TECNOLOGIA – CT

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA – PPGEM

DISSERTAÇÃO

**UTILIZAÇÃO DA FLUIDODINÂMICA
COMPUTACIONAL COMO FERRAMENTA DE
ESTUDO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS**

Ana Rafaelly Amaral Bezerra

Natal, Julho de 2018

UTILIZAÇÃO DA FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL COMO FERRAMENTA DE ESTUDO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS

ANA RAFAELLY AMARAL BEZERRA

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM) da Universidade Federal do Rio Grande do Norte como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**, orientado pelo Prof. Dr. André Jesus Soares Maurense e co-orientada pelo Prof. Dr. Sandi Itamar Schafer de Souza.

Natal, Julho de 2018

Universidade Federal do Rio Grande do Norte - UFRN
Sistema de Bibliotecas - SISBI
Catalogação de Publicação na Fonte. UFRN - Biblioteca Central Zila Mamede

Bezerra, Ana Rafaelly Amaral.

Utilização da fluidodinâmica computacional como ferramenta de estudo em bombas centrífugas / Ana Rafaelly Amaral Bezerra. - 2018.

120 f.: il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Natal, RN, 2018.

Orientador: Prof. Dr. André Jesus Soares Maurense.

Coorientador: Prof. Dr. Sandi Itamar Schafer de Souza.

1. Bombas centrífugas - Dissertação. 2. Fluidodinâmica computacional - Dissertação. 3. Simulação numérica - Dissertação. I. Maurense, André Jesus Soares. II. Souza, Sandi Itamar Schafer de. III. Título.

RN/UF/BCZM

CDU 621.671

UTILIZAÇÃO DA FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL COMO FERRAMENTA DE ESTUDO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS

ANA RAFAELLY AMARAL BEZERRA

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, PPGEM, da Universidade Federal do Rio Grande do Norte, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, sendo aprovada em sua forma final.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Sandi Itamar Schafer de Souza
Membro Examinador – UFRN

Prof. Dr. Kleiber Lima de Bessa
Membro Examinador – UFRN

Prof. Dr. Flavio Vanderlei Zancanaro Júnior
Membro Examinador Externo – UFRGS

DEDICATÓRIA

*Dedico este trabalho aos meus pais,
Roquefeller e Maria da Conceição,
e a minha irmã, Roberta Alessandra.*

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, pelo dom da vida, por me dar forças nos momentos de maior dificuldade e as várias graças alcançadas no decorrer da caminhada.

A toda minha família, em especial meu pai, minha mãe e minha irmã pelo incentivo, apoio e carinho.

Aos meus tios, em especial a minha tia Havana Bezerra, por todo apoio prestado desde o início da minha vida acadêmica.

Ao meu orientador, Prof. Dr. André Jesus Soares Maurente e meu co-orientador, Prof. Dr. Sandi Itamar Schafer de Souza, por aceitar guiar meus passos nesta difícil caminhada.

À Jonatha Wallace e Guilherme Martins, em especial, por toda ajuda e dedicação para desenvolvimento e consolidação deste trabalho.

À André Louis, o meu muito obrigado pelo apoio nos momentos de maior dificuldade, pelo companheirismo e incentivo.

A todos os meus companheiros de pesquisa por toda aprendizagem e troca de conhecimento, por estarem sempre dispostos a ajudar e por todo profissionalismo e incentivo para entrega de bons resultados.

Aos meus amigos, mesmo os fisicamente distantes, que contribuíram de forma direta e indiretamente para meu crescimento nessa árdua caminhada.

Ao laboratório de máquinas de fluxo da Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões (URI), no Rio Grande do Sul, pelo envio do modelo geométrico do rotor utilizado para validação desse trabalho.

À CAPES pelo apoio financeiro.

Ao Laboratório de Dinâmica de Fluidos Computacionais, pela parceria para o desenvolvimento da pesquisa.

*Eu aprendi que todos querem viver no topo da montanha, mas toda
felicidade e crescimento ocorre quando você está escalando-a.*

William Shakespeare

RESUMO

As bombas centrífugas são amplamente utilizadas em diversas aplicações industriais, e muitas vezes são consideradas o componente principal do sistema. A compreensão do comportamento é indispensável para o desenvolvimento e aprimoramento de sistemas mais eficientes, confiáveis e econômicos, pois pequenos ganhos em eficiência podem evitar desperdícios de grandes quantidades de energia. No entanto, a análise de fluxo no seu interior é uma tarefa árdua e dispendiosa para técnicas experimentais. Assim a análise e a determinação das características operacionais podem ser realizadas com o auxílio de simulações numéricas, utilizando técnicas de fluidodinâmica computacional (CFD). Isso permite a previsão do comportamento dos escoamentos, sem que haja a necessidade de construção de modelos, gerando uma economia de recursos financeiros e de tempo. Este trabalho apresenta o projeto e a simulação numérica de uma bomba centrífuga (rotor e voluta). As características geométricas foram obtidas a partir de recomendações de projeto dispostos na literatura clássica da área e as simulações numéricas foram realizadas através da utilização do código ANSYS CFX. Para garantir a confiabilidade dos resultados, também foram realizadas simulações numéricas sobre o modelo computacional de um rotor de bomba comercializada e fabricada no Brasil. Em ambas as simulações, foi necessária a criação de modelos 3D da bomba, a geração de malhas computacionais adequada ao problema e a definição das condições de contorno apropriadas à situação. Com os resultados das simulações para uma bomba centrífuga radial, projetada, do tipo lenta, com descarga de 59,5 m³/h, altura manométrica de 50 m e velocidade de rotação de 3600 rpm, foi possível obter a curva de altura de elevação, bem como, o comportamento do triângulo de velocidade ao longo da pá do rotor. Além disso, foi realizada uma avaliação do escoamento através do estudo dos campos de pressão e velocidade no rotor e na voluta, e uma verificação da influência da rugosidade na altura de elevação da bomba. Os estudos mostraram que os resultados numéricos apresentam concordância com os valores projetados, estando à altura manométrica 10% acima do valor esperado. Além do mais, a caracterização do escoamento e análise de desempenho da bomba revelaram que o CFD apresentou-se como uma ferramenta de projeto útil e confiável.

Palavras-chave: Bombas Centrífugas. Fluidodinâmica Computacional. Simulação Numérica.

ABSTRACT

Centrifugal pumps are widely used in many industrial applications and they are usually considered the main component of the system. The comprehension of the components behavior is indispensable for the development and improvement of more efficient, reliable and economical systems, since small gains in efficiency can avoid waste of large amounts of energy. However, the analysis of the internal flow of a centrifugal pump is an arduous and expensive task for experimental techniques. This analysis and the determination of the operational characteristics can be supported by numerical simulations, using Computational Fluid Dynamics (CFD) techniques, which allows the prediction of flow behavior with off-design conditions, providing reduction of costs and time. This work presents the design and numerical simulations of a centrifugal pump (rotor and volute). The geometric characteristics were obtained from project recommendations of the classical literature, and numerical simulations were performed using the ANSYS CFX code. Numerical simulations were also performed on a rotor pump model, which is commercialized and manufactured in Brazil, in order to ensure the reliability of the results. In both simulations, it was required to develop 3D models, to generate suitable computational meshes and to define proper boundary conditions. With the simulations results for the proposed slow type radial centrifugal pump with a discharge of 59.5 m³ / h, a head of 50 m and a rotational speed of 3600 rpm, it was possible to obtain the elevation height curve as well as the velocity triangle behavior along the rotor blade. In addition, an evaluation of the flow was carried out by studying the pressure and velocity fields in the rotor and the volute, and the influence of the roughness on the height of the pump lift was verified. The studies showed that the numerical results are in agreement with the projected values, with the manometric height being 10% above the expected value. In addition, the flow characterization and pump performance analysis revealed that CFD was a useful and reliable design tool.

Keywords: Centrifugal Pumps; Computational Fluid Dynamics; Numerical Simulation.

Lista de Figuras

Figura 1. Bomba centrífuga comum.	1
Figura 2. Carcaça em voluta e carcaça em difusor, respectivamente.	17
Figura 3. Rotor genérico e as componentes da velocidade absoluta na entrada e saída.	19
Figura 4. Velocidade absoluta como a soma da velocidade relativa à pá e da velocidade do rotor.	20
Figura 5. Componentes (tangencial e radial) da velocidade absoluta na secção de saída do rotor da bomba.	21
Figura 6. Curvas teóricas da altura de elevação (H) x Vazão (Q) em uma bomba centrífuga.	23
Figura 7. Gráfico do campo de emprego dos diversos tipos de rotores.	25
Figura 8. Traçado preliminar do rotor.	26
Figura 9. Pás de três tipos de bomba.	29
Figura 10. Diagrama de velocidades na entrada.	29
Figura 11. Diagrama das velocidades na saída da pá do rotor.	33
Figura 12. Traçado da curva da pá por um arco de circunferência.	35
Figura 13. Traçado gráfico da voluta.	37
Figura 14. Determinação do coeficiente k_v em função da velocidade específica pelo método de Stepanoff.	38
Figura 15. Perfil de Velocidade característico de um escoamento turbulento.	47
Figura 16. Comparação entre a lei da parede e os perfis de velocidade da lei logarítmica com dados experimentais para escoamento turbulento completamente desenvolvido em um tubo.	48
Figura 17. Malha bidimensional.	50
Figura 18. Elemento de malha.	51
Figura 19. Elemento hexaédrico.	53
Figura 20. Elemento tetraédrico.	53
Figura 21. Elemento prismático.	54
Figura 22. Elemento pirâmide.	54
Figura 23. Geometria tridimensional do rotor usado na validação.	59
Figura 24. Desenho técnico do rotor usado na validação.	60

Figura 25. Curva de altura de elevação do fabricante.	61
Figura 26. Curva de potência no eixo do fabricante.	61
Figura 27. Curva de rendimento da bomba do fabricante.	62
Figura 28. Procedimento para obtenção do domínio do fluido.	62
Figura 29. Malha gerada para o rotor usado na validação.	63
Figura 30. Detalhes da malha gerada.	64
Figura 31. Condições de contorno aplicadas ao modelo	66
Figura 32. Variação da altura de elevação com a vazão.	68
Figura 33. Curva de rendimento da bomba do fabricante.	69
Figura 34. Vetores velocidades normalizados para a vazão de 1 m ³ /h (a) e para a vazão de 10 m ³ /h (b).	70
Figura 35. Traçado do perfil das pás do rotor.	74
Figura 36. Modelo tridimensional do rotor e da voluta projetado.	75
Figura 37. Desenho técnico da bomba projetada.	76
Figura 38. Desenho técnico do rotor projetado.	77
Figura 39. Malha gerada para a bomba projetada.	78
Figura 40. Detalhe do ajuste realizado na malha.	79
Figura 41. Condições de contorno aplicadas ao modelo projetado.	81
Figura 42. Curva característica de altura de elevação da bomba projetada.	82
Figura 43. Triângulos de velocidade ao longo da pá do rotor para uma vazão de 59,5 m ³ /h.	84
Figura 44. Triângulo de velocidade na entrada.	85
Figura 45. Distribuição de pressão na bomba para uma vazão de 59,5 m ³ /h.	86
Figura 46. Distribuição de pressão no rotor para uma vazão de 59,5 m ³ /h.	87
Figura 47. Distribuição de pressão na voluta para uma vazão de 59,5 m ³ /h.	87
Figura 48. Distribuição da velocidade na bomba para uma vazão de 59,5 m ³ /h.	88
Figura 49. Linhas de corrente na bomba para uma vazão de 59,5 m ³ /h.	89
Figura 50. Variação da velocidade em uma linha posicionada em um raio de 90% do raio do rotor.	90
Figura 51. Distribuição dos vetores velocidade para uma vazão de 59,5 m ³ /h.	91
Figura 52. Variação do valor de y+ para uma vazão de 59,5 m ³ /h.	91

Lista de Tabelas

Tabela 1. Coeficiente K_{vm1} em função de n_q	30
Tabela 2. Número de pás em função de β_2	31
Tabela 3. Número de pás em função de β_2	31
Tabela 4. Coeficiente k_{u2} em função de n_q	32
Tabela 5. Coeficiente k_{vm2} em função de n_q	33
Tabela 6. Dimensões e propriedades do rotor usado na validação.....	59
Tabela 7. Graus de rugosidade segundo norma ISO 1302.	66
Tabela 8. Valores de altura de elevação catalogada e numérica.	68
Tabela 9. Principais dimensões do rotor projetado.....	73
Tabela 10. Principais dimensões da voluta.....	74
Tabela 11. Comparação entre as malhas testadas.....	79
Tabela 12. Comparação entre os valores numéricos e teóricos a respeito dos coeficientes de projeto e suas respectivas velocidades teóricas e de projeto para uma vazão de 59,5 m ³ /h.....	83
Tabela 13. Variação da altura de elevação da bomba em função da rugosidade.	92

Lista de Abreviaturas

BCS – Bombeio Centrífugo Submerso

CAD - Computer-Aided Design

CFD – Computational Fluid Dynamics

EDP's – Equações Diferenciais Parciais

LDV – Laser Doppler Velocimetry

RMS – Root Mean Square

RS – Rio Grande do Sul

URI – Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões

Lista de Símbolos

Símbolo	Descrição	Unidade
A_2	Área de saída do rotor	$[m^2]$
a_i	Conjunto de coeficientes discretizados da equação de conservação, do nó i , e considerando a contribuição do nó vizinho	
B	Constante experimental	
b_1, b_2	Largura das pás	$[mm]$
b_3	Largura da voluta na entrada	$[mm]$
b_i	Conjunto de coeficientes lineares	
$C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$	Constantes dos modelos de turbulência	
d'_1	Diâmetro da boca de entrada do rotor	$[m]$
d_2	Diâmetro de saída	$[m]$
d_3	Diâmetro do círculo base para o traçado da voluta	$[mm]$
d_e	Diâmetro do eixo	$[cm]$
d_{m1}	Diâmetro médio da superfície de revolução gerada pela rotação do bordo de entrada das pás	$[m]$
d_n	Diâmetro de fixação do núcleo	$[mm]$
d_{nj}	Componentes cartesianos diferenciais do vetor de superfície normal externo	
g	Aceleração gravitacional	$[m/s^2]$
H	Altura manométrica	$[m]$
H_e'	Energia a ser transmitida pelas pás	$[m]$
ip_n	Pontos de integração em um determinado volume de controle isolado	
ip_1, ip_2, ip_3	Pontos de integração definidos em um volume de controle isolado	
k	Energia cinética turbulenta	$[m^2/s^2]$
k_{u2}	Coeficiente usado para o cálculo da velocidade periférica á saída	
$k_v'l$	Fator de velocidade	

k_v	Coeficiente experimental para cálculo da velocidade média constante nas seções transversais da voluta	
k_{vm1}, k_{vm2}	Coeficiente usado no cálculo da velocidade meridiana	
\dot{m}	Fluxo mássico	[kg/s]
\dot{m}_{ip}	Massa discretizada através do volume de controle avaliada no ponto de integração ip	
N	Potência motriz	[c.v]
N_i	Função de forma para o nó i	
n	Velocidade de rotação	[rpm]
n_q	Número característico de rotações	[rpm]
n_s	Velocidade específica	[rpm]
p, p_1, p_2	Pressão	[Pa]
P_k	Turbulência devido as forças viscosas	
Q	Vazão Volumétrica	[m ³ /s]
r_1, r_2	Raio	[m]
S_M	Fonte de quantidade de movimento	[Pa/m]
t	Tempo	[s]
t_1, t_2	Passo entre as pás	[m]
T_{eixo}	Torque do eixo	[N.m]
u	Velocidade	[m/s]
u_1, u_2	Velocidade periférica	[m/s]
U_1, U_2	Velocidade tangencial do rotor	[m/s]
u^+	Velocidade adimensional paralela a parede	
u_*	Velocidade de atrito	[m/s]
V	Velocidade absoluta do fluido	[m/s]
v'_1	Velocidade média na boca de entrada do rotor	[m/s]
V_{m1}, V_{m2}	Velocidade meridiana	[m/s]
V_n	Componente da velocidade absoluta na direção normal	[m/s]
V_{t1}, V_{t2}	Componente tangencial da velocidade absoluta	[m/s]
v_{vol}	Velocidade média constante nas seções transversais da voluta	[m/s]
\dot{W}	Taxa de transferência de energia	[W]
W_1, W_2	Velocidade relativa à pá	[m/s]

x	Coordenada espacial	[m]
y	Distância à parede	[m]
y^+	Distância perpendicular adimensional da parede até a camada limite turbulenta	
Z	Número de pás	

Símbolos Gregos

β_1, β_2	Ângulo da pá	[graus]
δ_{ij}	Tensor taxa de deformação do escoamento médio	
Δn_j	Vetor de superfície externa discreta	
ε	Rendimento hidráulico	
η	Rendimento total máximo	
κ	Constante experimental	
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
μ_{eff}	Viscosidade efetiva	[Pa.s]
μ_t	Viscosidade dinâmica turbulenta	[Pa.s]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ_1, σ_2	Obstrução devido à espessura das pás	[m]
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	Constantes dos modelos de turbulência	
τ_w	Tensão de cisalhamento na parede	[Pa]
ψ	Coeficiente usado para cálculo da energia a ser transmitida pelas pás	
ω	Velocidade angular	[rad/s]

Sumário

1. Introdução.....	1
1.1 Objetivo Geral.....	3
1.1.1 Objetivos específicos	3
1.2 Organização do Trabalho	4
2. Revisão Bibliográfica.....	7
2.1 Trabalhos Experimentais	7
2.2 Trabalhos Numéricos	9
3. Referencial Teórico	17
3.1 Bombas Centrífugas.....	17
3.2 Teoria do Rotor	18
3.3 Dimensionamento do rotor de uma bomba centrífuga.....	23
3.3.1 Projeto da voluta.....	36
4. Fluidodinâmica Computacional e suas Aplicações	41
4.1 Fluidodinâmica Computacional	41
4.2 Equações Governantes	43
4.2.1 Conservação da massa.....	43
4.2.2 Quantidade de movimento	44
4.3 Modelo de turbulência k- ϵ	45
4.3.1 Modelagem próxima à parede	47
4.4 Discretização por Volumes Finitos	49
5. Metodologia e Caracterização do Problema.....	58
5.1 Validação	58
5.2 Geração da malha computacional	63
5.3 Definição das condições de contorno	64
5.4 Resultados da Validação	67
6. Resultados e Discussões.....	72

6.1	Modelo geométrico	72
6.2	Malha para a bomba projetada	78
6.3	Definição das condições de contorno para a bomba projetada	80
6.4	Resultado das simulações para o rotor projetado.....	83
6.4.1	Avaliação do escoamento	85
6.4.2	Análise da influência da rugosidade.....	92
7.	Conclusões	94
	Referências Bibliográficas.....	98

Capítulo 1

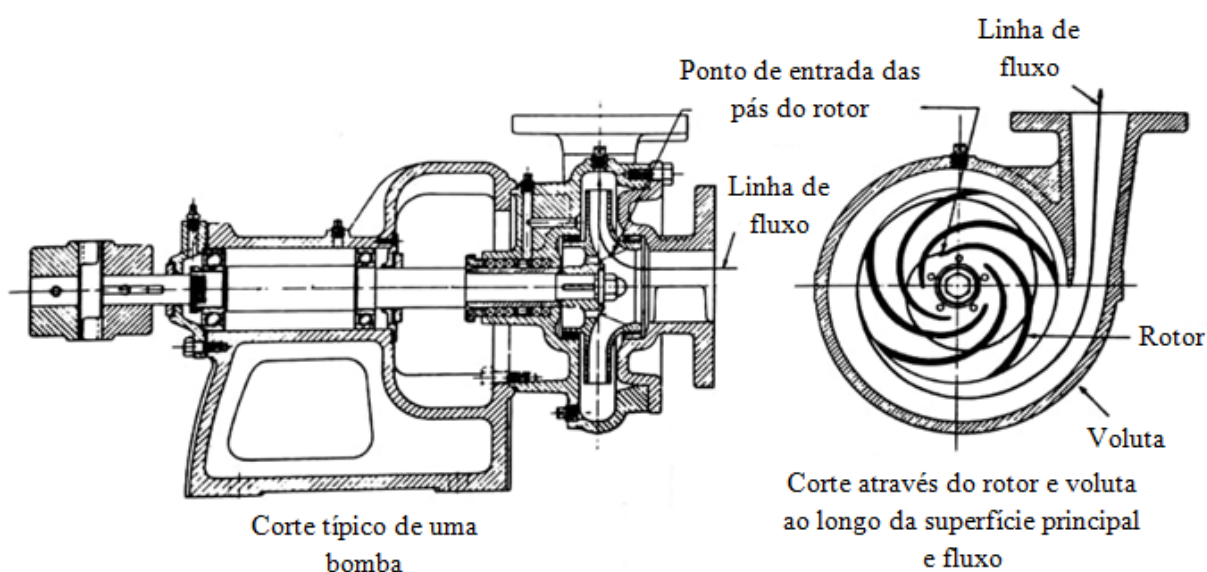
Introdução

1. Introdução

As bombas têm um importante papel na indústria, pois são utilizadas em diversas áreas, sendo encontradas em aplicações como irrigação, abastecimento de água, indústria petrolífera, química, alimentícia, automobilística, entre outras. Isso ocorre porque elas são de fácil construção e manutenção, e se aplicam na maioria dos projetos de bombeamento.

Entre as diversas formas de bombas existem as centrífugas, que promovem o escoamento através da adição de pressão a um fluido. Para isso, um eixo acoplado a um motor transfere energia cinética a um componente rotativo (rotor) que transforma parte dessa energia e a transmite ao fluido, através do aumento da pressão na saída da voluta. A Figura 1 mostra uma bomba centrífuga comum e seus principais componentes.

Figura 1. Bomba centrífuga comum.



Fonte: (Adaptado de Mattos e Falco, 1998).

Existe um grande interesse na pesquisa e desenvolvimento relacionados a bombas centrífugas devido às suas numerosas aplicações e seu grau de importância em determinadas áreas. Desse modo, torna-se imprescindível o estudo e análise detalhada,

partindo da etapa de projeto até o desempenho do equipamento, a fim de aprimorar os sistemas de bombeamento tornando-os cada vez mais eficientes e econômicos.

No projeto de uma bomba centrífuga o rotor é o componente principal, sendo responsável por fornecer energia ao líquido. Ela é projetada para fornecer uma descarga Q , com uma altura manométrica H , quando trabalhando com n rotações por minuto. Além desses dados, as características do fluido que irá ser bombeado também são importantes na elaboração do projeto. Tal elaboração é baseada em um roteiro de cálculo, cuja finalidade é obter os dados preliminares ou dimensões principais de rotores. Esse roteiro é fundamentado na Teoria Unidimensional, na qual as velocidades são admitidas uniformes nas seções de escoamento do rotor (MACINTYRE, 1997).

Para avaliar a eficiência de bombas é importante prever o seu desempenho antes da sua fabricação. Uma das soluções para a previsão de desempenho é a construção de um modelo experimental de teste, porém é demorado e caro. Por outro lado, a abordagem teórica fornece resultados, mas é incapaz de determinar a causa origem para o fraco desempenho (PATEL, 2006).

Nos últimos anos, segundo Abreu *et al.*, (2014), o uso do CFD (*Computational Fluid Dynamics* – Fluidodinâmica Computacional) para estudar bombas centrífugas vem aumentando consideravelmente devido a sua grande precisão em relação aos valores encontrados em laboratório. Essas técnicas possuem grande potencial de aplicação e são utilizadas nas simulações de bombas centrífugas, tanto que se tornaram uma etapa fundamental no projeto desse equipamento. A simulação CFD permite prever o comportamento dos escoamentos em máquinas hidráulicas e consequentemente as suas características operacionais, sem que haja a necessidade de construção de modelos, o que gera uma economia de recursos financeiros e do tempo de desenvolvimento do projeto.

Fluidodinâmica Computacional consiste na análise de sistemas de equações diferenciais parciais (EDP's) que envolvem problemas de escoamento de fluidos, transferência de calor e outros, em um domínio discretizado. O CFD possibilita, através de simulações computacionais, a obtenção de informações sobre o escoamento em bombas centrífugas e oferece ferramentas para entender os fenômenos envolvidos (MAITELLI, 2010).

Diante disso, é imprescindível o estudo e análise detalhado do desempenho das bombas centrífugas, a fim de auxiliar no desenvolvimento e aprimoramento de componentes mais eficientes e de maior confiabilidade, reduzindo custos com manutenção e tornando o equipamento uma opção mais atrativa economicamente.

1.1 Objetivo Geral

O objetivo desse trabalho é projetar a geometria de um rotor e de uma voluta de bomba centrífuga a partir de um procedimento de cálculo apresentado por Macintyre (1997). Simular o escoamento monofásico no interior da bomba, recorrendo ao código ANSYS CFX, a fim de utilizar a modelagem numérica como ferramenta de análise e verificação das decisões de projeto, através da obtenção das características de funcionamento e caracterização do escoamento no domínio projetado.

1.1.1 Objetivos específicos

- Realizar uma revisão bibliográfica pertinente, e desenvolver o projeto do conjunto rotor e voluta para as seguintes condições de projeto:
 - ✓ Vazão de 59,5 m³/h;
 - ✓ Altura manométrica de 50 m;
 - ✓ Velocidade de rotação de 3600 rpm.
- Desenvolver um modelo tridimensional do rotor e da voluta, com base nos dados de projeto, utilizando uma ferramenta computacional especializada na geração de modelos 3D.
- Desenvolver malhas computacionais e utilizar a mais adequada ao problema.
- Implementar o modelo geométrico obtido, utilizando a mesma modelagem numérica empregada na simulação de um rotor préexistente que serviu de validação, no programa comercial de fluidodinâmica computacional ANSYS CFX.

- Com base nos resultados obtidos, construir as curvas características da bomba projetada, realizar uma avaliação dos perfis meridionais de pressão e velocidade, mostrar o comportamento do triângulo de velocidades ao longo de uma pá e elaborar uma análise da influência da rugosidade na altura de elevação da bomba.

1.2 Organização do Trabalho

Este trabalho está dividido em sete capítulos. No primeiro capítulo é abordada a problemática proposta, através de uma breve explanação a respeito da importância do estudo em bombas centrífugas para a indústria em geral, com foco para a indústria petrolífera. Também são expostos os objetivos gerais e específicos do trabalho.

No capítulo dois, é realizada uma revisão bibliográfica, que compreende a apresentação de trabalhos a respeito do estudo do escoamento em bombas centrífugas e que contribuíram de forma significativa para a compreensão e execução do estudo proposto neste trabalho.

No capítulo três, compreende-se todo o fundamento teórico a respeito de bombas centrífugas e é descrito o procedimento de cálculo usado para projetar o rotor utilizado nas simulações propostas.

No quarto capítulo, é apresentada uma abordagem sucinta sobre Fluidodinâmica Computacional, modelagem matemática e modelagem numérica, incluindo a apresentação das equações que regem o fenômeno, modelo de turbulência empregado e o Método dos Volumes Finitos, que são cruciais para o entendimento e desenvolvimento desse trabalho.

O capítulo cinco, mostra a metodologia empregada nas simulações desenvolvidas nesse trabalho, incluindo a apresentação da geometria usada para validação, a extração do domínio do fluido, geração da malha, inserção das condições de contorno empregadas, implementação do modelo numérico e os resultados da validação do trabalho.

O sexto capítulo exhibe os resultados obtidos relacionados ao projeto do rotor e voluta, assim como resultados alcançados pelas simulações realizadas na bomba projetada através da geração da curva característica de altura de elevação, avaliação dos perfis meridionais de pressão e velocidade e estudo da influência da rugosidade na altura de elevação da bomba.

Por fim, no sétimo e último capítulo são apresentadas as conclusões acerca do trabalho desenvolvido.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2. Revisão Bibliográfica

Neste capítulo, são apresentados diferentes estudos sobre a análise experimental ou sobre a utilização de métodos numéricos para a descrição do escoamento em bombas centrífugas utilizadas na indústria em geral. Tais estudos tiveram contribuição significativa para o entendimento do escoamento em bombas centrífugas e para mostrar a importância do uso do CFD nesse tipo de análise.

2.1 Trabalhos Experimentais

Existe há muito tempo na literatura análises baseadas em dados experimentais obtidos para escoamentos em bombas centrífugas, no intuito de prever seus comportamentos, e que apresentam resultados significantes.

Gulich (1999b) avaliou o escoamento de fluidos de alta viscosidade em quatro bombas centrífugas com diferentes rotações específicas, e apresentou uma análise de perdas através de uma configuração experimental. Seus resultados mostraram que as perdas mais significativas, com relação ao incremento da viscosidade, são as perdas causadas pelo atrito das paredes do rotor e do difusor com o fluido (perdas de disco) e as perdas hidráulicas. Com isso, foi desenvolvido um modelo para prever o comportamento de bombas centrífugas operando com fluidos de viscosidade elevada, através de fatores de correção, que baseado no desempenho da bomba operando com água previam o desempenho para fluidos mais viscosos. Os resultados obtidos foram comparados com dados experimentais, apresentando boa concordância, com erro máximo para altura de elevação na faixa de 5% e para eficiência da bomba em torno de 10%.

No trabalho experimental de Pessoa e Prado (2001), foi observado, para uma bomba GC6100 de vinte e dois estágios, o escoamento monofásico com água e um escoamento com ar/água (duas fases). A cada estágio foi realizada a medição das pressões. Foram observados nas fronteiras mapeadas fenômenos como aparecimento de bolhas de gás na entrada do canal do impelidor e a formação de bolsões de gás na

entrada dos canais da bomba, causando bloqueio da passagem do fluido. Foram obtidos resultados que indicaram um comportamento médio para o sistema envolvendo a bomba completa significativamente diferente daquele observado por estágio, inclusive no que diz respeito ao comportamento no primeiro estágio, potência hidráulica, vazão e pressão.

Duran e Prado (2003) realizaram um estudo experimental e teórico em uma bomba de vinte e dois estágios sob condições de escoamento com um fluxo monofásico (água e bifásico (ar/água)). Neste estudo foi realizado um mapeamento completo do desempenho multifásico de um estágio da bomba. Foram analisados experimentalmente os efeitos das taxas de gás e líquido, e pressão de admissão do estágio, quando este opera a uma velocidade de rotação de 2450 rpm. Com essa análise foi possível obter uma correlação para prever o aumento de pressões em um estágio considerando mapeamento completo de desempenho, sob o regime de bolhas alongadas. Também foram estabelecidas parâmetros para a determinação da transição dos padrões de escoamento.

Beltur *et al.*, (2003) realizaram uma coleta de dados experimental sobre o comportamento bifásico (ar/água) em uma bomba centrífuga de vinte e dois estágios para analisar não só o comportamento do estágio, mas também o efeito do número de estágios no desempenho médio da bomba. Para isso foram instalados sensores medidores de pressão em cada estágio. Os autores verificaram que as condições hidrodinâmicas variam através de cada estágio, o que afetaria na previsão do comportamento e da potência requerida pela bomba.

Em seu trabalho, Amaral (2007) desenvolveu um modelo de previsão de desempenho em bombas operando com fluidos viscosos a partir da comparação com dados experimentais e das equações da conservação da massa e de quantidade de movimento para o escoamento nos canais do rotor, utilizando uma abordagem unidimensional. Para isso foram realizados testes específicos em uma bomba centrífuga radial convencional e em dois diferentes modelos de BCSs, modelos GN 7000 e J350N, operando com água e glicerina como fluidos de trabalho. O autor avaliou o ganho de pressão gerado e obteve as curvas de desempenho das bombas, as quais por meio de relações de similaridade foram comparadas com curvas fornecidas pelo fabricante. Após a realização da comparação com dados experimentais, foi concluído que o modelo

desenvolvido conseguia representar o desempenho das bombas estudadas de forma satisfatória.

Paternost (2013) construiu uma bancada experimental constando de uma bomba centrífuga, que permitia a medição do seu desempenho com água e fluidos viscosos, juntamente com os efeitos de fração de vazio, diâmetro de bolha e pressão na entrada, a fim de realizar um estudo experimental de avaliação do desempenho de uma bomba centrífuga sob os fenômenos combinados da alta viscosidade e presença de gás. Além disso, o autor avaliou uma proposta já existente de mapeamento do desempenho de uma bomba centrífuga, concluindo que a proposta era válida e capaz de apresentar a combinação dos efeitos de viscosidade e rotação. Além disso, foi desenvolvida uma correlação baseada na equação de Euler e nas perdas da bomba que representava o comportamento de diversos números adimensionais da bomba, em função do número de Reynolds de rotação.

Em busca por melhores alternativas na produção de bombas centrífugas, Massaro (2017), produziu um rotor radial fechado de uma bomba centrífuga, fabricado pelo processo de microfusão e comparou os resultados com um rotor fabricado pelo processo de fundição. Para isso o autor realizou ensaios de rugosidade, pesagem, balanceamento dinâmico, desempenho da bomba centrífuga, composição química, micrografia, dureza e desgaste abrasivo, chegando a um rotor microfundido com melhor acabamento superficial, com microestrutura mais homogênea, menor desbalanceamento inicial e com um desempenho hidráulico superior ao rotor obtido por fundição convencional. Além disso, o autor demonstrou a viabilidade desse processo de fabricação e o aumento no rendimento hidráulico do bombeamento e consequente economia no consumo de energia da bomba em operação, como também a comprovação da influência da rugosidade no desempenho da bomba.

2.2 Trabalhos Numéricos

A análise de fluxo no interior de uma bomba centrífuga é altamente complexa. Essa análise e a determinação das características operacionais podem ser realizadas através do auxílio de simulações numéricas, utilizando técnicas de fluidodinâmica

computacional (CFD). Isso permite a previsão do comportamento dos escoamentos, sem que haja a necessidade de construção de modelos experimentais, gerando vantagens em termos de custos financeiros e operacionais, além de reduzir o tempo de testes.

Com o aparecimento de computadores com capacidade de processamento cada vez maiores, a fluidodinâmica computacional passou a ser uma ferramenta cada vez mais utilizada para estudo do comportamento de escoamentos. Diante disso, surgiram diversos trabalhos que ilustram a capacidade da análise numérica de extrair bons resultados, inclusive no que diz respeito à análise de escoamentos complexos, como os que acontecem em bombas centrífugas.

Mentzos *et al.*, (2004) realizaram uma simulação numérica do fluxo interno de uma bomba centrífuga de pás curvadas para trás. As equações de Navier-Stokes foram resolvidas, utilizando o modelo de turbulência $k-\varepsilon$ e aplicando a técnica MRF (*Multiple Reference Frame*), para levar em conta a interação do rotor-voluta. Essa técnica possibilita uma aproximação de estado estacionário em que as zonas de células individuais se movem em diferentes velocidades de rotação e / ou translacionais. Com isso, foi possível simular corretamente a passagem da pá e as distribuições de fluxo e pressão. Foram realizados cálculos quase estáveis para o ponto de projeto, bem como para uma variedade de vazões volumétricas com um desvio de 50% do valor de projeto, mas com padrões de fluxo semelhantes. Os dados obtidos permitem a análise dos principais fenômenos existente na bomba, tais como: as alterações de pressão na voluta para diferentes taxas de fluxo; e a incidência na borda principal da pá com diferentes condições de escoamento.

A abordagem utilizando CFD permite a obtenção de resultados através de análises em locais de difícil acesso, permitindo o estudo detalhado do comportamento de componentes, como demonstrado por Asuaje *et al.*, (2005), que fazendo uso do CFD, realizaram simulações no rotor e na voluta de uma bomba centrífuga, para investigar a influência da voluta da bomba nos campos de velocidade e pressão. Também foi realizada uma análise de sensibilidade em relação à qualidade da malha e aos modelos de turbulência que mostrou a existência de um número mínimo de 40000 nós na malha computacional gerada, que produzia bons e estáveis resultados e que dentro das condições de simulação, os quatro modelos de turbulência apresentavam resultados praticamente idênticos. Os autores concluíram que o ângulo da voluta provoca uma

distribuição de fluxo assimétrica no rotor, causando cavitação não-axissimétrica em alguns canais do rotor. Além disso, foi observada uma distribuição de pressão não uniforme na periferia do rotor, causando um impulso radial flutuante de amplitude significativa.

Em seu trabalho, Anagnostopoulos (2006) desenvolveu um modelo numérico para a simulação do fluxo turbulento 3D em rotores de bombas centrífugas, resolvendo as equações de Navier Stokes (RANS) com a abordagem no volume de controle em malhas cartesianas. As malhas foram calculadas através de um algoritmo rápido e completamente automatizado, baseado no método das células parcialmente preenchidas (*Partly-Filled-Cells-PFC*). Foi apresentado e analisado o comportamento do escoamento num rotor específico, e foram construídas as curvas de desempenho característico. Também foi avaliado o efeito dos parâmetros de projeto do rotor em seu desempenho e eficiência hidráulica, através da simulação em duas geometrias com variação na largura de entrada da pá, onde foi observado um ganho na eficiência máxima para maiores valores de largura. O autor concluiu que o uso da geometria com os parâmetros do rotor devidamente definidos, juntamente com o processo automatizado de geração de malha, incorporados no modelo desenvolvido constituem ferramentas efetivas para otimização do desempenho de bombas centrífugas, pois mostram que pode ser obtido um ganho notável na eficiência hidráulica pela otimização da geometria do impulsor.

Bacharoudis *et al.*, (2008), descrevem a simulação do fluxo para o rotor de uma bomba de laboratório de forma paramétrica, avaliando o desempenho de rotores com o mesmo diâmetro de saída tendo ângulos de saída da pá diferentes. Foram projetados três rotores com ângulo de saída da pá de 20 graus, 30 graus e 50 graus. A abordagem unidimensional juntamente com equações empíricas foram adotadas para a concepção de cada rotor. Foram realizadas simulações numéricas 3D para cada rotor. O padrão de fluxo e a distribuição da pressão nos canais das pás calculados e as curvas de desempenho da bomba foram comparadas e discutidas. Com os resultados foi possível observar que a medida que o ângulo da pá de saída aumenta, a curva de desempenho torna-se mais suave para todo fluxo. Além disso, para altas taxas de fluxo, o aumento do ângulo da pá de saída provoca uma melhoria significativa da eficiência hidráulica.

Caridad *et al.*, (2008) realizaram uma análise numérica no rotor de uma bomba centrífuga que utiliza como fluido de trabalho uma mistura de ar-água, semelhante a

situação quando se tem o fenômeno de cavitação. O estudo foi feito baseado na capacidade de elevação do rotor e o ângulo em relação à saída como uma função da taxa de fluxo de líquido, bem como a distribuição de fases dentro do rotor. Os resultados obtidos mostram uma perda na altura de elevação que foi associada pelos autores a uma acumulação de gás no lado de pressão do rotor, já que a presença do gás aumenta as perdas hidráulicas e diminui a capacidade do rotor para alterar o momento cinético da mistura. Os autores concluíram através da realização da análise de sensibilidade em relação ao diâmetro da bolha, que quanto maior o diâmetro da bolha, maior a diminuição da altura de elevação do rotor.

Uma comparação entre dados numéricos e experimentais é realizada no trabalho de Feng *et al.*, (2010), onde resultados de medição usando o LDV (*Laser Doppler Velocimetry*) foram utilizados para analisar o fluxo instável entre o rotor e um difusor em uma bomba centrífuga. Essa interação de componentes geralmente cria um escoamento turbulento e com muitas variações temporais, por isso o estudo focou no fluxo localizado no espaço radial entre o rotor e o difusor onde a interação instável é mais forte. Simulações de CFD também foram realizadas para fornecer resultados mais amplos a diferentes taxas de fluxo. Foram analisados detalhadamente os campos de velocidade e turbulência e comparados quantitativamente entre o CFD e LDV, verificando-se em uma boa concordância entre os resultados obtidos. A turbulência mais alta foi observada na face de sucção do rotor, perto do cubo. Também foi analisado o efeito que a rotação da bomba tem sobre o escoamento nos canais do rotor, comparando campos na entrada e na saída do canal. Para condições de vazão parcial, os autores notaram que existia um padrão de dois canais onde as recirculações em um canal forçavam o escoamento pelo canal adjacente. Eles atribuíram esse comportamento à razão do número de pás entre rotor e difusor.

Durante o bombeamento de fluidos viscosos, o desempenho da bomba apresenta uma queda drástica, como mostra Shojaeefard *et al.*, (2012), que em seu trabalho realizou simulações numéricas para o fluxo em uma bomba centrífuga com voluta, alterando algumas características geométricas do rotor, para melhorar o desempenho da bomba. Foram analisados diferentes casos de geometria primária, para as alterações feitas no ângulo de saída e largura dos canais do rotor e também para modificações simultâneas destes parâmetros. Os resultados numéricos obtidos foram comparados com os experimentais, revelando uma concordância aceitável. A análise de fluxo indica que,

com a modificação da geometria original da bomba, para um ângulo de saída das pás no valor de 30° e para uma largura do canal de 21 mm, a altura manométrica da bomba e a sua eficiência aumentam em comparação com os outros cinco casos testados, e que esse aumento, deve-se à redução de perdas decorrentes da geração de recirculações nos canais e na saída do rotor.

Uma abordagem completamente nova e patenteada para projetos de rotor de bombas operando com uma velocidade específica muito baixa ($n_q < 10$) foi proposta por Skrzypacz (2014), o MPI (*Impeller Multi-Piped*). Sua construção é desenvolvida a partir do conceito de um rotor perfurado, constituído basicamente de um disco de bombeamento com orifícios. Foram desenvolvidas simulações numéricas com a finalidade de identificar os fenômenos existentes no fluxo em tal rotor. Testes experimentais foram realizados, a fim de comparar com os resultados numéricos. Os resultados mostraram que o MPI atinge uma altura de elevação 30% maior que o rotor perfurado, e que a verificação dos cálculos numéricos em relação aos resultados dos testes experimentais levou à conclusão de que, para quase toda a gama de características de fluxo, a divergência dos resultados numéricos e experimentais não excederam 3%. Além disso, os resultados numéricos ajudaram na verificação da distribuição da velocidade e pressão no interior do rotor proposto.

As simulações numéricas podem ser utilizadas para comparação de fatores diretamente ligados ao fluido utilizado, como foi abordado por Bezerra e Ferro (2016), que em seu trabalho realizou uma análise, usando o *software* (programa) ANSYS CFX, do comportamento de uma bomba centrífuga para água, petróleo leve e pesado, com o intuito de calcular a influência do número de Reynolds no desempenho da bomba e determinar curvas de correlação para a eficiência e para o coeficiente de altura. Foram efetuadas trinta simulações, onde foi observada dificuldade na convergência para os pontos de baixa vazão para todos os fluidos de trabalho e justificada pelo fato de que para baixas vazões existe a formação de zonas de recirculação de fluido na região entre pás. Os resultados obtidos mostraram que para fluidos com maior viscosidade pôde ser observada uma queda na altura de elevação, reduzindo os níveis de potência dissipada, no entanto, para menores valores de rendimento elevam-se os níveis de potência, levando os autores a concluir que a influência desses parâmetros são equivalentes e contrárias, cujo fator que predomina na disparidade entre as curvas é a massa específica.

Chalghoum *et al.*, (2016) fizeram uma análise numérica para prever o desempenho da bomba centrífuga NS32, através de simulações numéricas utilizando os modelos de turbulência $k-\varepsilon$, SST e SST-CC e a técnica MRF (*Multiple Reference Frame*), para levar em consideração a interação rotor-voluta. Para analisar o fluxo interno, foram realizadas a simulação para quatro posições relativas entre as pás do rotor e a seção de saída da voluta, obtidas através da variação do ângulo de rotação por meio do incremento de 16° . As variações de pressão foram medidas numericamente em cinco locais ao longo do rotor e comparadas com medições experimentais. Com isso, os autores concluíram que a comparação entre as curvas experimentais e numéricas apresentaram boa concordância para os três modelos de turbulência, no entanto, no ponto de operação, o modelo de turbulência SST apresentou resultados ligeiramente melhores em relação aos outros modelos. Também foi mostrado que as distribuições de pressão ao redor da seção de saída da voluta, foram inversamente proporcionais à evolução do ângulo relativo entre a saída das pás e a seção de saída da voluta.

Em seu trabalho, Li (2016), identifica por meio da utilização de técnicas de CFD, o desempenho e o fluxo de uma bomba centrífuga experimental de velocidade específica baixa e como turbina, operando com fluidos mais viscosos que a água. As curvas de desempenho são comparadas para cinco tipos de fluidos. Os comportamentos de fluxo no modo de turbina são caracterizados pela análise da velocidade e do ângulo de fluxo na saída da voluta, ângulo de ataque, vetores de velocidade do fluido na voluta, padrões de fluxo no tubo de sucção e ângulo de desvio na saída do rotor. Os resultados mostraram que a taxa de fluxo, a altura de elevação total e a eficiência hidráulica da turbina crescem com o aumento da viscosidade no ponto de operação, e que esse efeito é ainda mais adverso no desempenho da turbina do que na bomba. O autor também concluiu que as perdas hidráulicas da turbina, ocorrem principalmente no tubo de sucção e no rotor.

Lorusso *et al.*, (2017), utilizou o CFD para avaliar as curvas de $NPSH_{3\%}$ (Net Positive Suction Head), através da comparação dos resultados numéricos com os resultados obtidos por meio de um modelo monodimensional e com dados experimentais realizados em estágios únicos de bombas centrífugas de múltiplos estágios. Para isso, foram geradas quatro malhas, com critérios distintos, que foram utilizadas em outras dezesseis bombas. Avaliando as curvas de $NPSH_{3\%}$ para as quatro malhas, notou-se que o modelo monodimensional tende a superestimar o valor do

NPSH_{3%}, quando comparados aos resultados numéricos, no entanto quando comparados aos valores experimentais os resultados numéricos mostraram-se precisos. Também foi percebido que o número de células das malhas testadas tem influência nos resultados da altura de elevação, sendo recomendado o uso de malhas mais refinadas quando se deseja obter resultados mais precisos.

Wu *et al.*, (2017), realizaram simulações numéricas para estudar a característica de fluxo em uma bomba centrífuga baseada nas equações RANS e no modelo de turbulência RNG $k - \varepsilon$. Para obter resultados numéricos precisos do fluxo de fluido em uma bomba centrífuga foi calculado o campo de fluxo, incluindo as câmaras de bomba dianteira e traseira, o anel de desgaste do impulsor, a passagem do impulsor, o corpo de voluta e a seção de entrada e a seção de saída. A partir da estrutura de fluxo interno nas câmaras de bomba, foram estudadas a velocidade radial na saída do rotor, a velocidade radial na câmara da bomba dianteira, a velocidade circumferencial, bem como a pressão no interior da bomba. Também foi analisada a variação dos parâmetros de fluxo no fluxo interno versus vazão na bomba centrífuga. Os resultados mostram que o desempenho geral da câmara da bomba é assimetria axial e que a dissipação de energia na saída do impulsor é maior que outras áreas. Os autores também verificaram que a vorticidade é grande na entrada do impulsor em comparação com outras áreas. Além disso, a distribuição da velocidade circumferencial e da velocidade radial é semelhante ao longo da direção axial na câmara da bomba frontal, mas a distribuição do fluxo é diferente ao longo das direções circumferencial e radial.

A bibliografia apresentada mostra um grande avanço no estudo de bombas centrífugas, nos últimos anos, principalmente graças ao advento da fluidodinâmica computacional. Os trabalhos apresentados mostram uma preocupação em analisar minuciosamente o escoamento, a fim de aperfeiçoar os modelos geométricos. Nesse sentido o CFD apresenta-se como uma ferramenta importante, devido a sua versatilidade e confiabilidade na obtenção de resultados, além de apresentar vantagens em termos de custos financeiros e operacionais e redução do tempo com testes.

Embora algumas condições aplicadas às simulações através de modelos computacionais sejam bastante conhecidas e o uso dessa ferramenta amplamente disseminada, é necessário que mais estudos sejam elaborados, sobretudo no que diz respeito ao desenvolvimento de modelos cada vez mais confiáveis e precisos.

Capítulo 3

Referencial Teórico

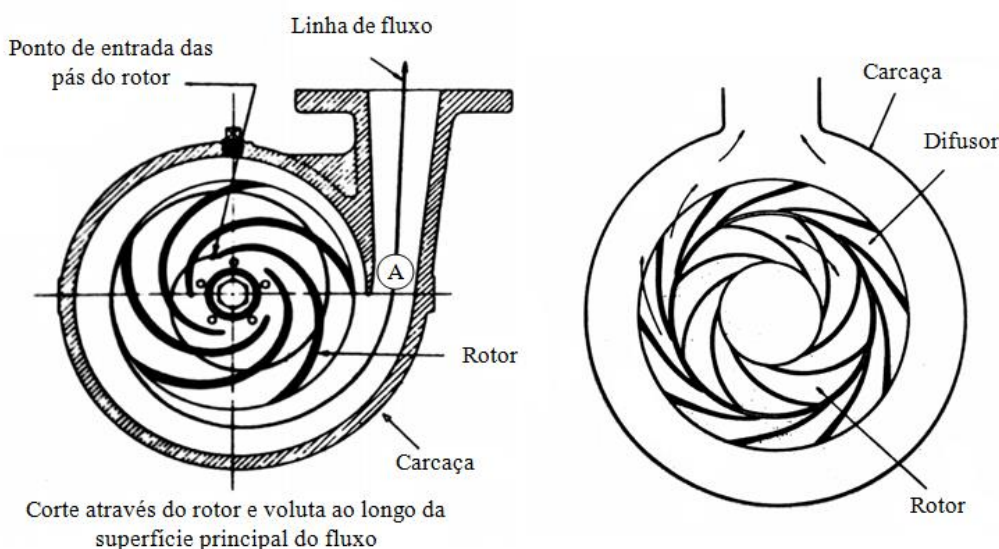
3. Referencial Teórico

Neste capítulo, é apresentado o referencial teórico a respeito de bombas centrífugas e do procedimento de cálculo utilizado no projeto de bombas. A teoria apresentada nesse capítulo foi utilizada para obtenção dos resultados que serão apresentados posteriormente.

3.1 Bombas Centrífugas

Bombas centrífugas são equipamentos que fornecem energia cinética ao fluido, através da ação de forças centrífugas devido a rotação de um rotor, proporcionando um acréscimo de pressão na saída da bomba. Segundo Mattos e Falco (1998), esse acréscimo ocorre devido à rotação de um eixo acoplado a um disco dotado de pás (rotor), o qual recebe o fluido pelo seu centro e o impulsiona para a periferia, pela ação da força centrífuga. Os componentes principais desses equipamentos são o rotor e a carcaça, este último podendo ser em voluta ou com pás difusoras, como é apresentado na Figura 2.

Figura 2. Carcaça em voluta e carcaça em difusor, respectivamente.



Fonte: (Adaptado de Mattos e Falco, 1998).

O funcionamento de bombas centrífugas é baseado na criação de uma região de baixa pressão e de uma região de alta pressão. O líquido que recebe o movimento de rotação através das pás do rotor fica sujeito à força centrífuga, fazendo com que as partículas de líquido se afastem do centro de rotação e se desloquem em direção a saída do rotor. Essas partículas encontram um aumento progressivo na seção de escoamento, desde a entrada até a saída do canal das pás, causando assim uma queda na velocidade e consequentemente a criação de uma zona de alta pressão (MATTOS E FALCO, 1998).

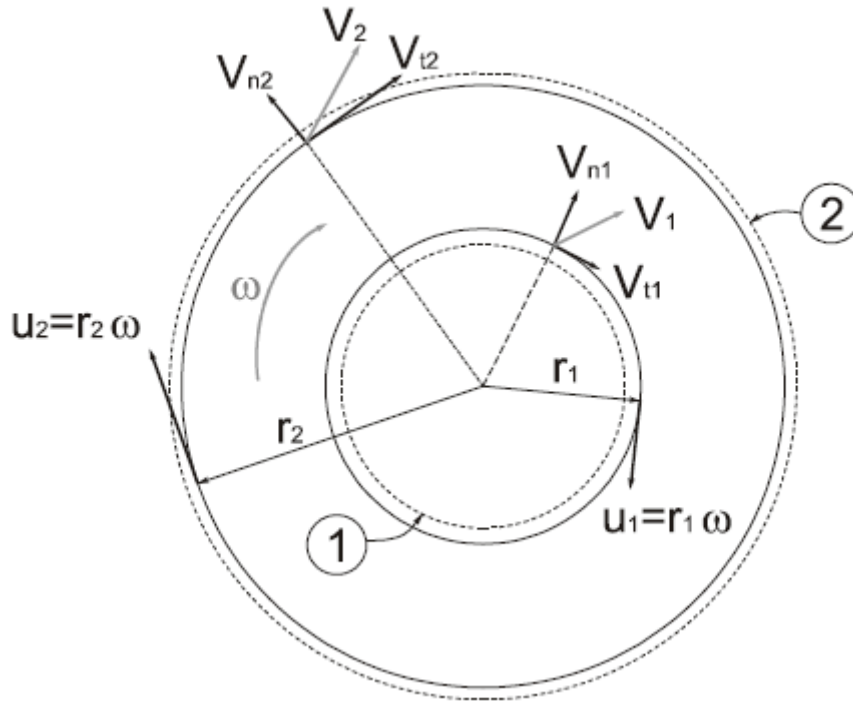
Pode-se observar no caso de uma bomba com carcaça em voluta, que o formato tem a finalidade de acomodar as crescentes quantidades de líquidos no sentido do fluxo, causando um equilíbrio de pressões na direção radial, sendo o aumento de pressão obtido apenas após o fluido ter passado pela voluta (Ponto A, Figura 2), isto é, na parte difusora.

No caso de uma bomba com carcaça difusora é estabelecido um fluxo simétrico na direção radial, ocasionando o equilíbrio de pressão radial. Isso acontece porque as pás que estão fixadas à carcaça propiciam um canal divergente. Esse tipo de configuração é utilizado quando as bombas possuem vários rotores em série, e são denominadas de bombas de múltiplos estágios.

3.2 Teoria do Rotor

O estudo teórico do fluxo de líquido através do rotor é feito por meio de vetores de velocidade, que formam o denominado triângulo de velocidade. Nesse triângulo estão contidos a velocidade absoluta do fluido V , a componente da velocidade absoluta na direção normal V_n , a componente tangencial da velocidade absoluta V_t e a velocidade tangencial do rotor U , que pode ser obtida para qualquer ponto do domínio do rotor. A Figura 3 apresenta o desenho de um rotor, onde estão definidos o raio da pá e as componentes da velocidade absoluta tanto na seção de entrada (representada pelo sub índice 1) como na seção de saída do rotor (representada pelo sub índice 2).

Figura 3. Rotor genérico e as componentes da velocidade absoluta na entrada e saída.



Fonte: Segala, 2010.

Para determinação das relações básicas ao projeto e análises das bombas, deve ser considerado regime permanente. Assim, a vazão mássica é considerada constante. Portanto, segundo Segala (2010), de acordo com o princípio da quantidade de movimento angular é possível obter uma equação que expressa o torque de eixo, em função das componentes da velocidade do escoamento à entrada e saída do rotor, expressa na Equação 1.

$$T_{eixo} = (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \dot{m} \quad (1)$$

onde r_2 representa o raio do rotor, r_1 o raio de entrada do rotor, V_{t1} e V_{t2} são as componentes tangenciais da velocidade absoluta na entrada e na saída do rotor, respectivamente, e \dot{m} representa o fluxo mássico. Sabendo que potência ou taxa de transferência de energia é igual o produto entre o torque e a velocidade angular, tem-se:

$$\dot{W} = T_{eixo} \omega = (U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}) \dot{m} \quad (2)$$

onde ω corresponde a velocidade angular, U_1 a velocidade tangencial do rotor na entrada e U_2 a velocidade tangencial do rotor na saída.

De acordo com Segala (2010), dividindo a equação acima por $\dot{m}g$, tem-se a magnitude da energia transferida ao rotor em unidades de comprimento, isto é, a altura de elevação como função das componentes de velocidade na entrada e saída do rotor.

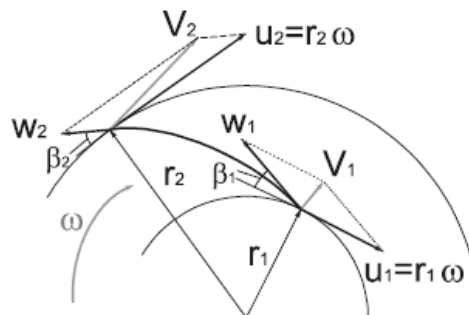
$$H = \frac{U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}}{g} \quad (3)$$

onde g é a constante gravitacional.

As Equações (1) e (3) são básicas no estudo do comportamento de uma bomba centrífuga. No entanto, as equações mostram a importância da análise das componentes de velocidade, no que diz respeito a obtenção dos valores de torque, potência e altura de elevação. Portanto é necessário trabalhar as equações de forma a estabelecer a relação teórica entre a altura de elevação e a vazão. Para isso é necessário definir a forma com que o escoamento entra e sai do rotor, através do formato das pás.

A Figura 4 mostra que a orientação das velocidades relativas na entrada e na saída do rotor está alinhada com os ângulos físicos de entrada e de saída da pá do rotor β_1 e β_2 . O ângulo β depende somente da geometria da pá do rotor e está disposto em três possibilidades diferentes: $\beta_2 < 90^\circ$, onde as pás estão voltadas em orientação contrária ao sentido de rotação; $\beta_2 = 90^\circ$, onde as pás se encontram retas ou radiais; $\beta_2 > 90^\circ$, onde as pás estão voltadas no mesmo sentido da rotação.

Figura 4. Velocidade absoluta como a soma da velocidade relativa à pá e da velocidade do rotor.



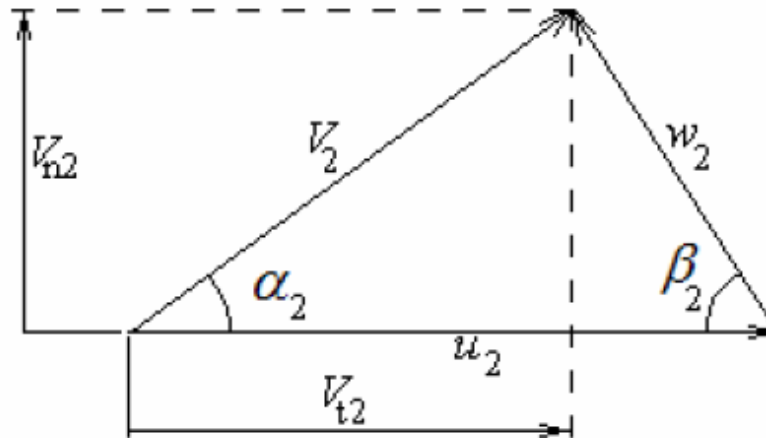
Fonte: Segala, 2010.

Pode-se observar na Figura 4, que a velocidade absoluta na entrada (V_1) está orientada de forma radial, isto é, perpendicular a velocidade tangencial na entrada U_1 , portanto na direção da periferia não existe componente de V_1 , logo temos:

$$H = \frac{U_2 V_{t2}}{g} \quad (4)$$

Analisando a Equação 4 juntamente com a Figura 5, pode-se concluir que com o crescimento da componente tangencial V_{t2} da velocidade absoluta V_2 da bomba, na saída do rotor, a altura de elevação aumentará.

Figura 5. Componentes (tangencial e radial) da velocidade absoluta na secção de saída do rotor da bomba.



Fonte: Segala, 2010.

No entanto, para que a Equação 4 leve em consideração as características operacionais como a vazão, juntamente com as características geométricas do rotor, como valor do ângulo β que é responsável pela geometria da pá do rotor, é necessário escrever, analisando a Figura 5, a componente tangencial da velocidade absoluta em função da componente normal da velocidade absoluta, portanto:

$$W_2 = \frac{V_{n2}}{\sin(\beta_2)} \quad (5)$$

$$V_{t2} = U_2 - V_{n2} \cot g(\beta_2) \quad (6)$$

onde V_{n2} corresponde a componente normal à velocidade absoluta na saída do rotor e está relacionada com a vazão mássica que flui pela bomba, e β_2 é o ângulo de saída das pás. Substituindo a Equação 6 na Equação 4, tem-se:

$$H = \frac{\omega}{\dot{m}g} T_{eixo} = \frac{U_2}{g} (U_2 - V_{n2} \cot g(\beta_2)) \quad (7)$$

Considerando que a vazão volumétrica (Q) é igual o produto entre a velocidade radial (V_{n2}) e a área de saída do rotor (A_2), temos:

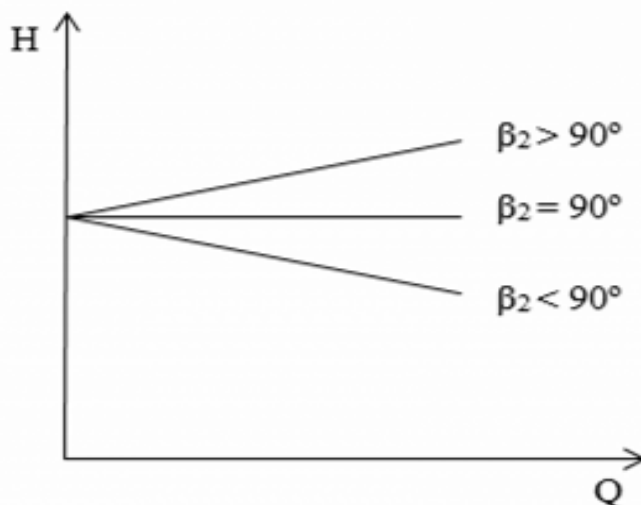
$$H = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{\dot{Q}}{A_2} \cot g(\beta_2) \right) \quad (8)$$

Por fim, a formulação empregada na Equação 8 apresenta as principais características operacionais da bomba, tais como, vazão, geometria e rotação. Dessa forma, é possível afirmar que a altura de elevação varia linearmente com o aumento da vazão.

A variação do valor do ângulo β_2 determina se a vazão influencia negativamente ($\beta_2 < 90^\circ$), isto é, se a medida que a vazão aumenta a altura de elevação diminui, ou se positivamente ($\beta_2 > 90^\circ$), isto é, a altura de elevação aumenta a medida de que a vazão aumenta, ou ainda se a vazão não influencia na altura de elevação.

A curva característica de uma máquina de fluxo mostra o seu desempenho em relação à dependência que existe entre a altura de elevação e a vazão de fluido (SEGALA, 2010). A Figura 6 apresenta a relação entre a altura de elevação e a vazão volumétrica da bomba, para diferentes ângulos β_2 .

Figura 6. Curvas teóricas da altura de elevação (H) x Vazão (Q) em uma bomba centrífuga.



Outro parâmetro que influencia na teoria das curvas experimentais é a espessura das pás. Segundo Macintyre (1997), essa espessura é considerável na entrada e, em geral, se estreita em direção ao bordo de saída. Ela produz uma diminuição na região de escoamento, provocando aumentos das velocidades absoluta e relativa. Portanto, pás mais espessas implicam em menor área aberta ao escoamento e em maiores perdas de energia, já que essas são diretamente proporcionais ao crescimento das velocidades.

Dessa forma, a espessura das pás do rotor pode reduzir as curvas de desempenho e comprometer a eficiência da bomba. Por isso, em alguns casos, as pás apresentam espessura reduzida em seu bordo de saída, para que as componentes meridianas das velocidades na saída da pá e ao entrar na voluta sejam sensivelmente as mesmas, de modo a se obter uma melhora no rendimento. No entanto, esse estreitamento não deve ser excessivo, a fim de evitar rápido desgaste e vibrações.

3.3 Dimensionamento do rotor de uma bomba centrífuga

O rotor é o componente principal da bomba centrífuga, pois é ele que transfere energia ao líquido. A sequência de cálculo que será apresentado tem por objetivo, determinar dados e dimensões preliminares desse componente.

No entanto, este roteiro não é único e nem o melhor processo, existem diferentes maneiras de se dimensionar rotores, baseadas nas conclusões acerca das teorias de escoamentos adotadas e na experiência adquirida pela prática de projeto e construção, além da realização rotineira de testes. O procedimento de cálculo a ser descrito é fundamentado nos conceitos apresentados no livro de Macintyre (1997), e baseia-se na chamada Teoria Unidimensional, em que as velocidades são admitidas uniformes nas seções de escoamento do rotor.

O primeiro passo é definir as características para as quais a bomba irá ser projetada, que são os seguintes:

- ✓ Vazão ou descarga “ Q ”, normalmente fornecida em m^3/s ;
- ✓ Energia específica a ser fornecida ao fluido, isto é, a altura manométrica “ H ” em m.
- ✓ A velocidade de rotação “ n ”, em rpm;
- ✓ E as características do fluido que irá ser bombeado, como viscosidade, peso específico, temperatura e a afinidade com os materiais que são usados na fabricação de bombas.

A menos que as exigências da bomba estabeleçam um valor ou uma faixa de valores para a velocidade de rotação, o valor inicial não é rígido e muitas vezes é alterado em função das necessidades e limitações do projeto. A necessidade de elevar a pressão, junto com a falta de espaço, podem exigir que a bomba apresente uma elevada velocidade de rotação. No entanto, valores elevados conduzem a bomba a ter dimensões reduzidas, o que leva a bomba a apresentar uma tendência mais rápida ao desgaste de seus componentes mecânicos (Macintyre, 1997).

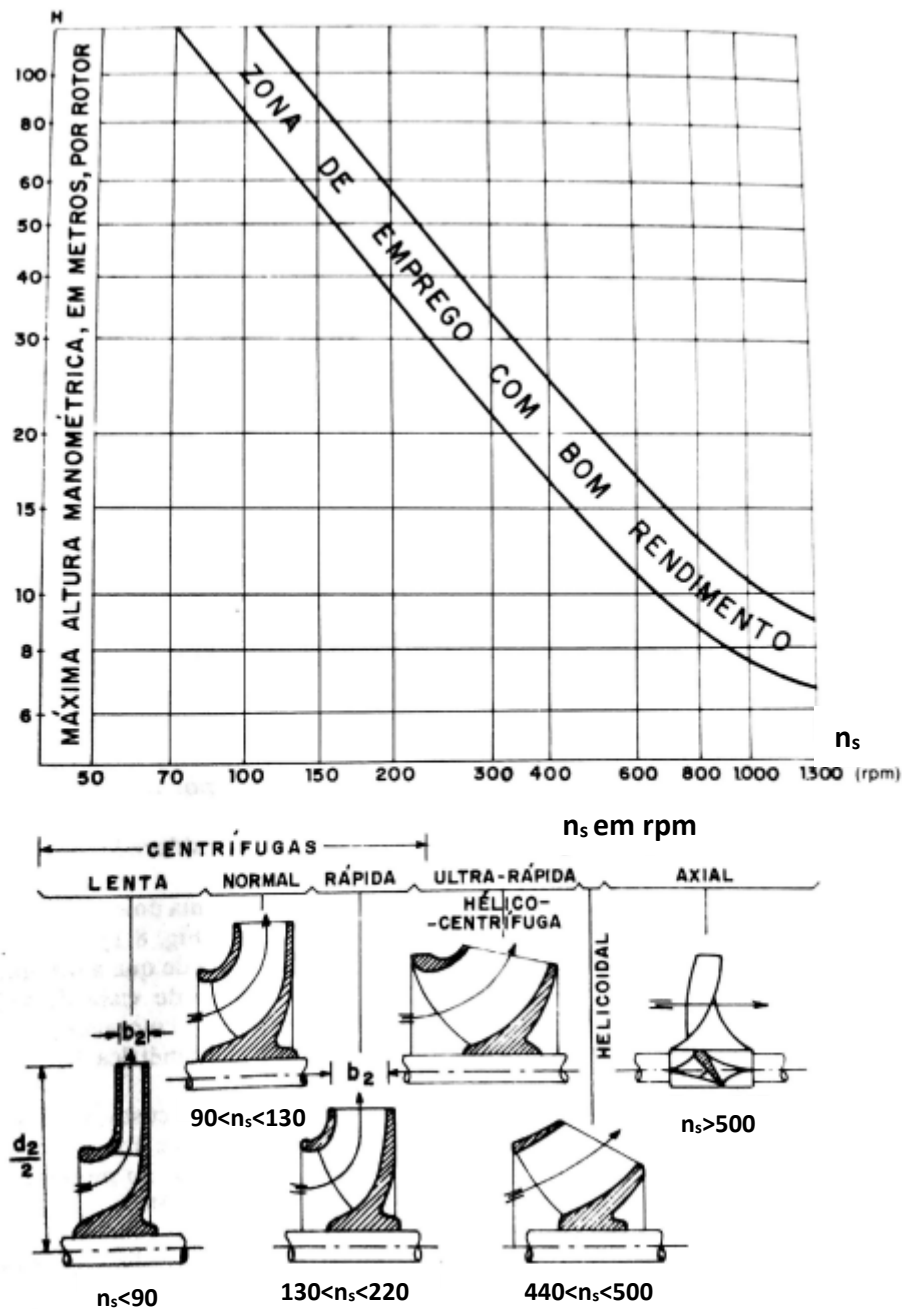
O tipo e o formato aproximado do rotor são definidos através do valor da velocidade específica n_s ou número característico de rotações n_q , de acordo com as Equações 9 e 10, e conforme a Figura 7.

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad \text{ou,} \quad (9)$$

$$n_q = \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (10)$$

onde Q é a vazão, H a altura de elevação e n a velocidade de rotação.

Figura 7. Gráfico do campo de emprego dos diversos tipos de rotores.

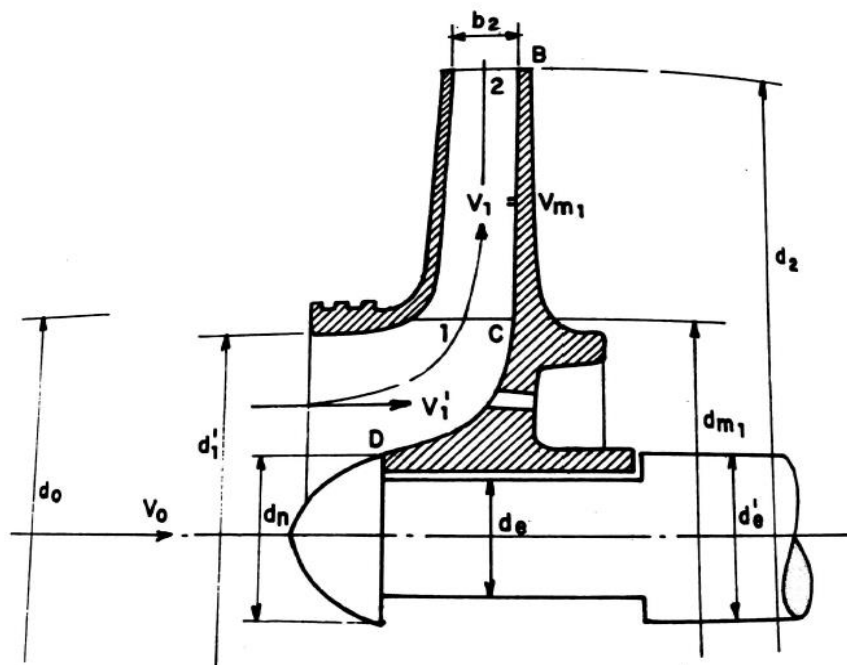


Fonte: Macintyre, 1997.

No caso do valor pequeno de n_s , pode surgir a necessidade de associação de rotores em série, assim como valores altos de n_s , conduzem a associação paralela de rotores.

O próximo passo é desenhar um traçado preliminar do rotor para apresentar as grandezas a serem calculadas, conforme pode ser observado na Figura 8.

Figura 8. Traçado preliminar do rotor.



Fonte: Macintyre, 1997.

Segundo Macintyre (1997), quando se admite alturas de elevação de até 50 m, é recomendado usar apenas um estágio. Já para alturas de elevação maiores, são utilizados vários estágios, que proporcionam alturas manométricas na ordem de 20 a 30 m. No entanto, existem fabricantes que admitem o uso de apenas um estágio para alturas de elevação bem superiores. Para isso, é feito o uso de motores com elevadas velocidades de rotação ou bombas com diâmetros grandes.

Quando se deseja elaborar o projeto de uma bomba centrífuga, deve ser considerada a presença de recirculações de fluido entre o rotor e as caixas e as fugas nas gaxetas. Para isso é feito um acréscimo (Q') na vazão ou descarga da bomba (Q).

O acréscimo é feito para compensar inexatidões que surgem devido a diversas hipóteses durante os cálculos, já que a energia que é fornecida pelo rotor supera a energia requerida para o fluido que sai da boca do recalque da bomba.

Esse acréscimo pode ser de 3% para bombas que apresentam grandes descargas e baixas pressões, 5% para descargas e pressões médias e 10% para as de pequenas descargas e altas pressões.

Em se tratando de bombas, o rendimento hidráulico pode variar da seguinte maneira:

$\varepsilon = 0,5$ a $0,70$ – para bombas de porte pequeno, sem grandes cuidados de fabricação;

$\varepsilon = 0,7$ a $0,85$ – Para bombas bem projetas e com um bom acabamento;

$\varepsilon = 0,85$ a $0,95$ – para bombas de dimensões grandes.

Considerando que o rendimento total máximo η , situa-se entre 70% e 75%, pode ser calculada a potência motriz a partir da expressão:

$$N_{(c.v)} = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \eta} \quad (11)$$

onde η é o rendimento total máximo.

Antes do projeto das pás, deve ser determinado o diâmetro do eixo, que se baseia exclusivamente na solicitação de torção. Se for considerada a taxa de trabalho do aço a torção $\sigma_{admissível} = 2059 \times 10^4$ Pa, o diâmetro do eixo das bombas pode ser obtido a partir da Equação 12.

$$d_e = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (12)$$

onde d_e é o diâmetro do eixo, N a potência motriz, n a velocidade de rotação de projeto e o fator 12 corresponde a um ângulo de torção permissível de $0,25^\circ - 2,5^\circ$.

O diâmetro de fixação do núcleo do rotor (diâmetro do cubo) pode ser estabelecido normalmente de 10 a 30 mm maior do que o diâmetro do eixo, no caso de fixação por chaveta.

O cálculo estimativo da velocidade média na boca de entrada do rotor (Figura 8) pode ser obtido por:

$$v_1' = k_{v_1'} \sqrt{2gH} \quad (13)$$

onde v_1' é obtido em m/s e $k_{v_1'}$ corresponde ao “fator de velocidade” aplicável aos seguintes casos:

$K_{v_1'} = 0,090$ a $0,10$ para bombas com $n_q < 10$;

$K_{v_1'} = 0,11$ a $0,13$ para bombas com $10 < n_q < 20$;

$K_{v_1'} = 0,13$ a $0,16$ para bombas com $20 < n_q < 30$;

$K_{v_1'} = 0,17$ a $0,18$ para bombas com $30 < n_q < 40$;

Ou pode se calcular o “fator de velocidade” aplicando a Equação 14.

$$k_{v_1'} = 0,29 \text{ a } 0,58 \left(\frac{n_q}{100} \right)^{2/3} \quad (14)$$

Geralmente a velocidade média na boca de entrada está compreendida na faixa entre 1,5 e 4 m/s para bombas.

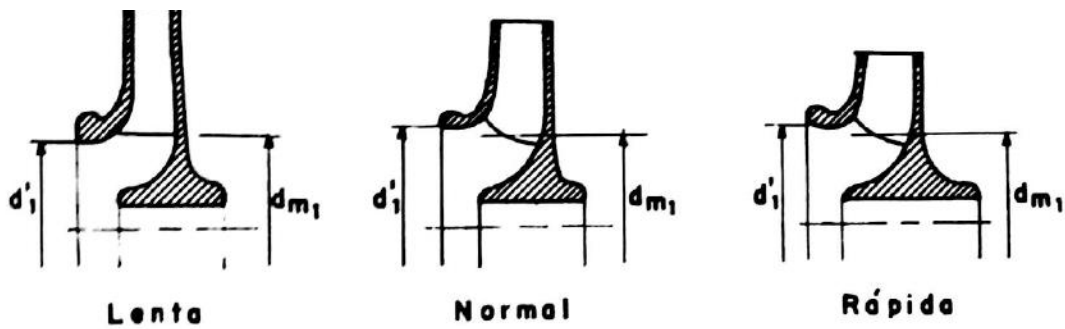
Levando em consideração a obstrução provocada pelo eixo e pelo cubo do rotor, o diâmetro da boca de entrada do rotor das bombas pode ser determinado pela Equação 15.

$$d_1' = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi \cdot v_1'} + d_n^2} \quad (15)$$

Onde d_n é o diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo.

Nas bombas lentas o bordo de entrada das pás pode ser reto, paralelo ao eixo, ligeiramente inclinado ou ainda com uma curvatura suave. A configuração do diâmetro médio d_{m1} da superfície de revolução gerada pela rotação do bordo de entrada das pás, em relação a três tipos de bombas é apresentada na Figura 9.

Figura 9. Pás de três tipos de bomba.

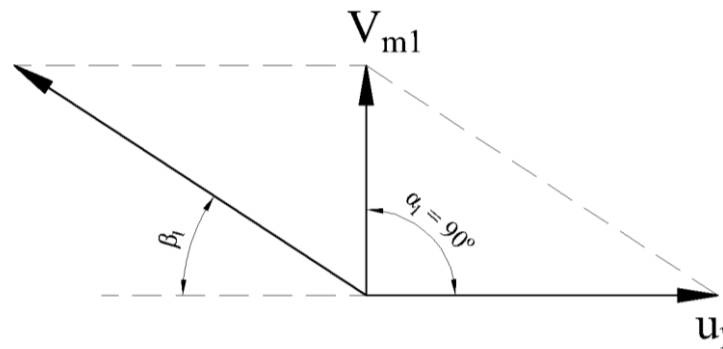


Fonte: Macintyre, 1997.

Nas bombas lentas d_{m1} pode corresponder ao valor de d'_1 ou $1,1d'_1$, nas bombas normais o seu valor pode variar de 0,9 a $0,95d'_1$, enquanto que nas bombas rápidas esse valor pode variar de 0,8 a $0,9d'_1$.

Considerando a entrada do rotor meridiana e as pás sem espessura, temos a velocidade meridiana de entrada (v_{m1}) e o ângulo $\alpha_1 = 90^\circ$ expresso na Figura 10.

Figura 10. Diagrama de velocidades na entrada.



A velocidade meridiana de entrada pode ser obtida a partir da Equação 16.

$$v_{m1} = k_{vm1} \cdot \sqrt{2gH} \quad (16)$$

onde o coeficiente K_{vm1} pode ser obtido em função do número característico de rotações através da Tabela 1, que já leva em consideração a espessura das pás.

Tabela 1. Coeficiente K_{vm1} em função de n_q .

n_q	10	10 - 20	20 - 30	30 - 40	40 - 50	50 - 60
K_{vm1}	0,11/0,12	0,125/0,14	0,145/0,175	0,175/0,195	0,195/0,205	0,21/0,225

A obtenção da velocidade periférica no bordo de entrada é feita a partir do cálculo da Equação 17.

$$u_1 = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n}{60} \quad (17)$$

onde d_{m1} é o diâmetro médio da superfície de revolução gerada pela rotação do bordo de entrada das pás e n a velocidade de rotação.

A largura do bordo de entrada da pá representada por b_1 pode ser calculada segundo a Equação 18.

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi \cdot d_{m1} \cdot v_{m1}} \quad (18)$$

onde Q' corresponde à vazão corrigida, d_{m1} é o diâmetro médio da aresta de entrada, e v_{m1} a velocidade meridiana de entrada.

É possível traçar o diagrama das velocidades á entrada, conforme apresentado na Figura 10, com os valores da velocidade periférica e da velocidade meridiana e obter o ângulo de inclinação das pás na entrada, a partir da Equação 19.

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{v_{m1}}{u_1} \quad (19)$$

A escolha do número de pás no projeto de um rotor de bomba centrífuga deve ser feita de maneira cuidadosa e deve-se levar em consideração as dimensões do rotor e a sua velocidade específica, pois tal escolha tem influência no rendimento hidráulico da bomba.

Para isso, deve-se considerar que um rotor com um pequeno número de pás apresenta a vantagem de ter menos superfícies de atrito, porém nos canais largos o

aumento da pressão sobre as pás eleva o valor das perdas, causando uma redução na altura de elevação e favorecendo a ocorrência de cavitação. Portanto, a escolha de um pequeno número de pás conduz a uma redução considerável no rendimento da bomba.

No entanto, a escolha de um número elevado de pás causa um aumento considerável nas perdas por atrito, que são ainda maiores no caso de rotores que apresentam pequenas dimensões e velocidade relativa elevada nos canais das pás.

Recomenda-se para rotores de médias e grandes dimensões um número de pás que varia de 6 á 14, sendo os maiores valores indicados para bombas de pequena velocidade específica. Para rotores de pequenas dimensões recomenda-se 4 á 6 pás.

Uma maneira de determinar o número de pás é seguindo os seguintes passos:

1º - Determina-se d_1/d_2 em função de n_s . Calcula-se o inverso, isto é, d_2/d_1 , notando que o d_1 do gráfico da Figura 7 corresponde ao d_{m1} .

2º - Para alturas de elevação pequenas e médias e para $d_2/d_{m1} = 1,4$ a 2 e β_2 de 15º a 35º, pode-se determinar o número de pás a partir da Tabela 2.

Tabela 2. Número de pás em função de β_2 .

$\beta_2 = 15^\circ$ a 20°	20° a 25°	25° a 35°
Z = 6 a 7 pás	Z = 7 a 8	Z = 8 a 10

3º - Para alturas de elevação grandes e para $d_2/d_{m1} = 1,8$ a 2,5 e β_2 de 22º30' a 45º, pode-se determinar o número de pás a partir da Tabela 3.

Tabela 3. Número de pás em função de β_2 .

$\beta_2 = 22^\circ30'$ a 30°	30° a 35°	35° a 45°
Z = 6 a 7 pás	Z = 8 a 9	Z = 9 a 10

A espessura das pás é definida de acordo com material e dimensões do rotor, podendo ser adotada uma espessura que varia de 3 a 4 mm para rotores de pequenas

dimensões ($d_2 < 30$ cm). E para rotores com diâmetro de 30 a 50 cm, pode-se tomar uma espessura entre 5 a 7 mm.

A obstrução produzida, para pás com ângulo de inclinação β_1 , pode ser calculada segundo a Equação 20.

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \beta_1} \quad (20)$$

O passo entre as pás é então obtido a partir da Equação 21.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_{m1}}{Z} \quad (21)$$

A velocidade periférica à saída pode ser calculada, em função do número característico de rotação n_q , um coeficiente k_{u2} , dado na Tabela 4 e com a Equação 22.

Tabela 4. Coeficiente k_{u2} em função de n_q .

n_q	< 10	20	30	40	50	60
k_{u2}	0,98	1,0/1,02	1,02/1,03	1,05	1,1	1,2

$$u_2 = k_{u2} \cdot \sqrt{2gH} \quad (22)$$

Com o valor da velocidade periférica na saída e o número de rotações por minuto, calcula-se o diâmetro de saída em metros, de acordo com a Equação 23.

$$d_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} \quad (23)$$

A velocidade periférica na saída pode ser determinada através da Equação 24.

$$v_{m2} = k_{vm2} \cdot \sqrt{2gH} \quad (24)$$

onde k_{vm2} é um coeficiente adimensional que é determinado em função do número característico de rotação, através da Tabela 5.

Tabela 5. Coeficiente k_{vm2} em função de n_q .

n_q	10	20	30	40	50	60
K_{vm2}	0,08/0,09	0,10/0,12	0,12/0,14	0,146/0,165	0,165/0,18	0,18/0,2

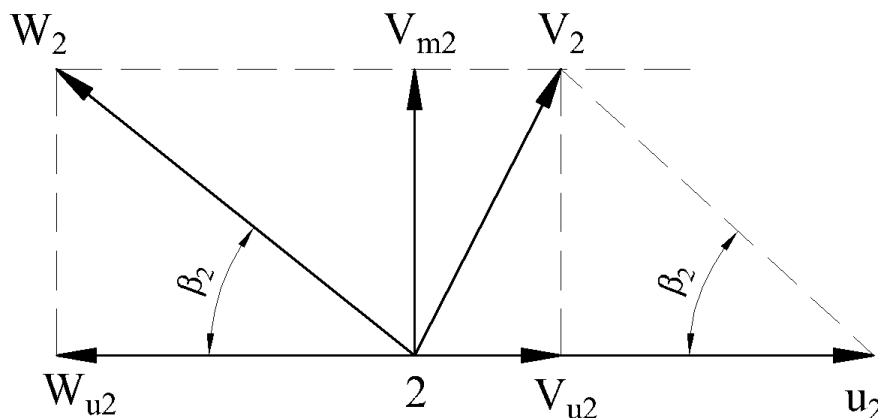
Ao se projetar uma bomba para atender uma altura desejada, obtém-se um ângulo de saída β_2 que é insuficiente para a altura desejada, devido ao desvio angular na saída das pás. Portanto, levando-se em conta esse desvio, aumenta-se o valor de β_2 para β'_2 , para aumentar o valor da altura de elevação. O novo valor para altura de elevação pode ser obtido através da Equação 25.

$$H_e' = H \left(1 + \frac{8}{3} \cdot \frac{\psi}{Z} \right) \quad (25)$$

onde $\psi = 0,8$ a $1,0$ para bombas com pás guias, sendo o valor menor para bombas pequenas e $\psi = 1,1$ a $1,2$ para bombas pequenas sem pás guias.

Em seguida têm-se o cálculo da velocidade periférica, diâmetro de saída, largura das pás na saída, passo circunferencial, obstrução da pá e coeficiente de contração levando em conta o desvio angular. A partir da Figura 11 e de acordo com o ângulo de saída β_2 adotado, ao ser calculado o número de pás, pode-se determinar o valor retificado da velocidade periférica de acordo com a Equação 26.

Figura 11. Diagrama das velocidades na saída da pá do rotor.



$$u_2 = \frac{v_{m2}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{v_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_e} \quad (26)$$

Com o valor da velocidade periférica retificado, estima-se novamente o valor do diâmetro de saída através da Equação 23. Calcula-se então o passo circunferencial, a obstrução da pá e o coeficiente de contração para obter a largura das pás na saída do rotor, através das Equações 27, 28, 29 e 30, respectivamente.

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_2}{Z} \quad (27)$$

$$\sigma_2 = \frac{S}{\operatorname{sen} \beta_2} \quad (28)$$

$$v_2 = \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} \quad (29)$$

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi \cdot d_2 \cdot v_{m2}} \times \frac{1}{v_2} \quad (30)$$

Após a obtenção dos valores calculados das várias grandezas que envolvem o projeto de um rotor de bomba centrífuga, pode-se traçar sua projeção meridiana com valores obtidos refazendo o desenho da Figura 8.

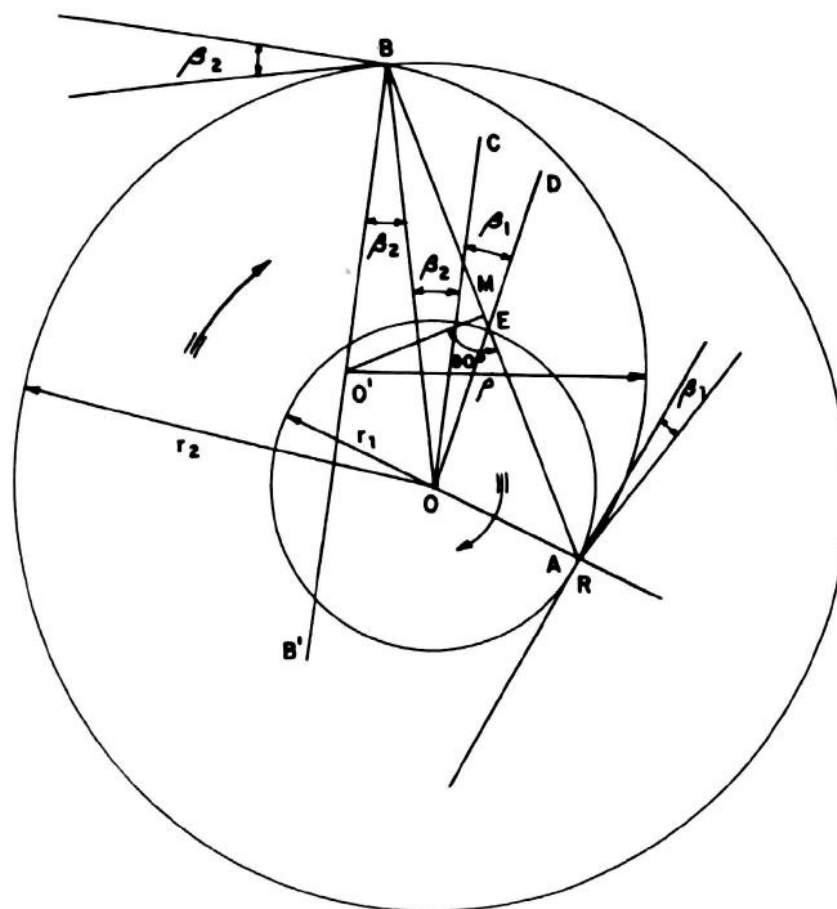
Os ângulos de entrada e saída das pás, β_1 e β_2 , são fatores fundamentais que influenciam diretamente na energia que o rotor transmite ao fluido, não havendo muitas exigências quanto aos ângulos dos pontos intermediários das pás. No entanto, quanto mais longo o canal entre as pás, maiores serão as perdas por atrito, limitando a liberdade na hora de desenvolver o seu traçado.

Alguns métodos são usados por fabricantes para traçar de forma adequada o perfil da pá, dentre eles destaca-se o *traçado por arcos de circunferência*. Usado para bombas lentas e normais, este processo pode fazer o traçado da pá por um ou mais arcos de circunferência, concordantes. O traçado do perfil da pá, por um arco de circunferência, pode ser obtido da seguinte forma:

Com os valores calculados dos ângulos de entrada e de saída, β_1 e β_2 , e de um ponto B da circunferência de saída, traça-se o raio OB e a reta BB', formando um ângulo β_2 com o raio OB, como pode ser observado na Figura 12.

Traça-se OC paralela a BB'. E OD formando um ângulo β_1 com OC. A reta OD encontra a circunferência em A. No ponto M, no meio da reta AB, traça-se uma perpendicular que irá encontrar BB' no ponto O', que é o centro de curvatura procurado. Com o raio $R = O'B$ encontrado, pode-se finalmente traçar o arco do perfil da pá.

Figura 12. Traçado da curva da pá por um arco de circunferência.



Fonte: Macintyre, 1997.

3.3.1 Projeto da voluta

A voluta consiste em um conduto que recebe o líquido que sai do rotor e o conduz à boca de saída da bomba, aumentando progressivamente a pressão com a redução simultânea da velocidade. A principal vantagem da voluta em relação ao difusor é a sua simplicidade.

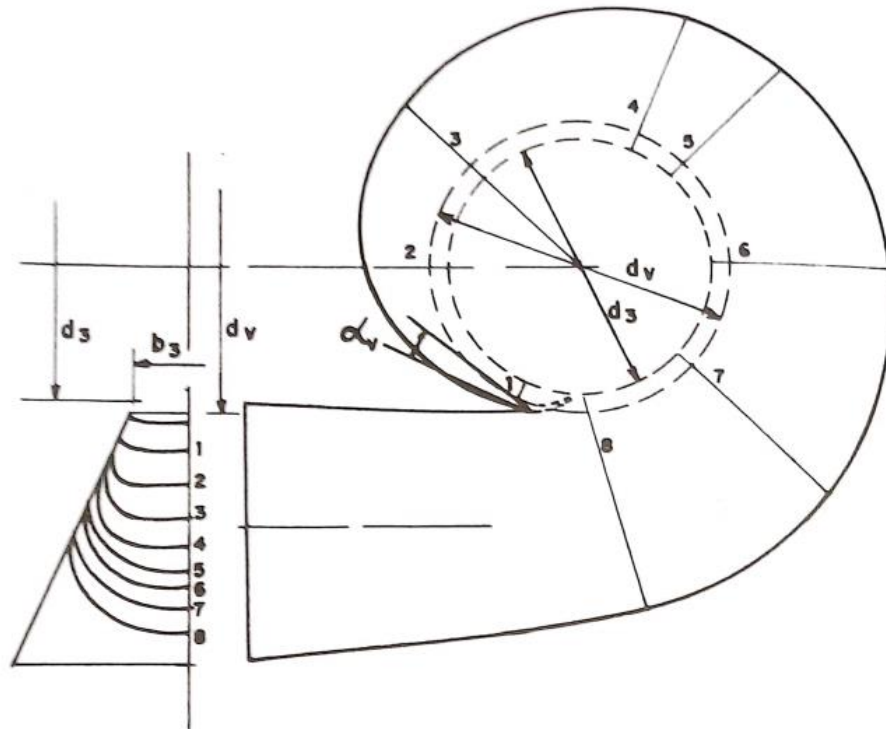
Como a voluta é alimentada uniformemente ao longo de seu comprimento, as suas seções de escoamento sofrem um aumento progressivo e a sua boca de saída corresponde a um trecho troncônico de abertura mais acentuada.

Por apresentar o formato de um “caracol” e sua curva ter o aspecto de um espiral, as partículas líquidas que chegam do rotor descrevem trajetórias curvilíneas na voluta e são submetidas à ação de forças centrífugas que são mais acentuadas quando mais para o exterior estiver à trajetória.

Seu projeto pode ser feito seguindo a hipótese de que a corrente será assimétrica em relação ao eixo da bomba, ou considerando uma velocidade média constante em todas as seções da voluta, onde as seções transversais, a partir da cauda do “caracol”, aumentam a proporção de seu avanço angular, recorrendo-se a dados experimentais. Essa hipótese é fundamentada em um método desenvolvido por Stepanoff (1957) e é baseado em dados estabelecidos experimentalmente para um melhor desempenho hidráulico.

Neste método existem alguns elementos de construção que determina as suas características hidráulicas, que são as áreas da voluta, ângulo da voluta α_v , largura da voluta b_3 e círculo base da voluta d_3 , que estão indicados na Figura 13.

Figura 13. Traçado gráfico da voluta.



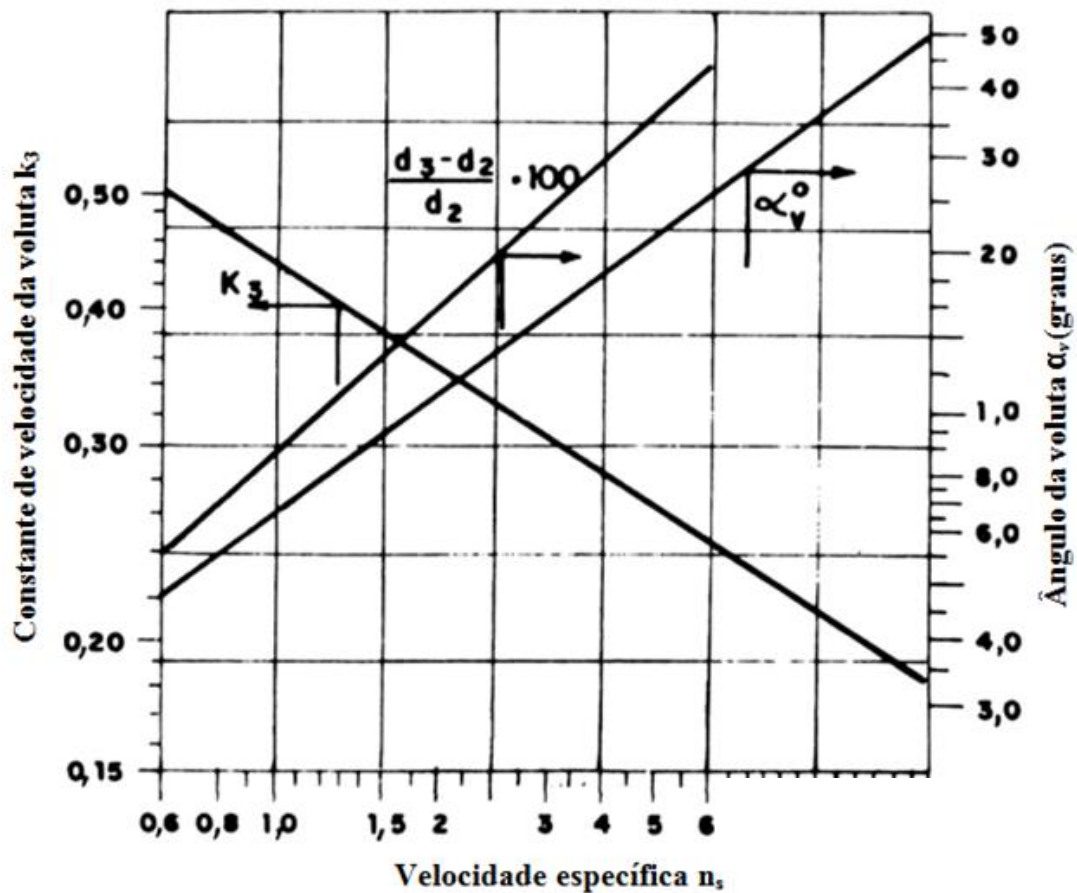
Fonte: Macintyre, 1997.

Supõe-se uma velocidade média constante V_{vol} , nas seções transversais da voluta, que pode ser determinada pela Equação 31.

$$V_{vol} = k_v \cdot \sqrt{2gH} \quad (31)$$

onde k_v é um coeficiente experimental que depende da velocidade específica da bomba e pode ser determinado a partir do gráfico da Figura 14.

Figura 14. Determinação do coeficiente k_v em função da velocidade específica pelo método de Stepanoff.



Fonte: Adaptado de Macintyre, 1997.

De acordo com o gráfico da Figura 14, determina-se o diâmetro do círculo base para o traçado da voluta d_3 , em função da velocidade específica, através da reta $\frac{d_3 - d_2}{d_2} \times 100$.

A largura da voluta b_3 na entrada é bem maior que b_2 e é determinada pelas seguintes considerações:

Para bombas de n_s reduzido, $b_3 = 2.b_2$;

Para bombas de n_s médio, $b_3 = 1,75.b_2$;

Para n_s elevado, b_3 pode ser reduzido para $1,6.b_2$.

O diâmetro da ponta da cauda do caracol d_v é o diâmetro de abertura para encaixe do rotor na voluta, esse diâmetro é geralmente definido em alguns milímetros maior do que o diâmetro do rotor.

Após a determinação desses elementos calculam-se os diâmetros das seções transversais do caracol para ângulos de 45° em 45° , considerando uma seção transversal qualquer de índice i , através da Equação 32.

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q_i}{\pi \cdot V_{vol}}} \quad (32)$$

onde Q_i é obtido através da Equação 33, para cada valor de φ ângulos de 45° em 45° .

$$Q_i = \frac{\varphi Q'}{360} \quad (33)$$

Capítulo 4

Fluidodinâmica Computacional e suas Aplicações

4. Fluidodinâmica Computacional e suas Aplicações

Neste capítulo será abordada a modelagem matemática e numérica usada como base para a solução do problema proposto, incluindo uma descrição sucinta sobre Fluidodinâmica Computacional, as equações de conservação, modelo de turbulência empregado e o Método dos Volumes Finitos, que são cruciais para o entendimento e desenvolvimento desse trabalho.

4.1 Fluidodinâmica Computacional

A fluidodinâmica Computacional (CFD - *Computational Fluid Dynamics*) consiste na análise e resolução de sistemas de equações diferenciais que governam o escoamento de fluidos para obter soluções numéricas através de simulações computacionais.

Atualmente o uso das técnicas de CFD vem sendo cada vez mais disseminada através da sua aplicação em trabalhos que envolvem as mais diversas áreas, inclusive quando associado ao fato do desenvolvimento crescente das ferramentas computacionais e da capacidade de processamento dos computadores, otimizando assim os resultados e o tempo processamento. Isso acontece, pois as técnicas empregadas apresentam como vantagens uma redução no tempo e nos custos com experimentos e testes, permitindo que o domínio escolhido para análise possa ser estudado em suas dimensões reais, enquanto em experimentos muitas vezes são usados protótipos de escalas reduzidas. Além disso, os resultados obtidos através das simulações apresentam uma grande versatilidade e confiabilidade, quando as malhas e os critérios de convergência são adotados com serenidade.

A metodologia empregada para encontrar as soluções de problemas envolvendo CFD consiste nas etapas de pré-processamento, resolução e pós-processamento, independente do método de solução ou interface empregada (MAITELLI, 2010).

O pré-processamento consiste na geração de um modelo virtual e na definição de dados e condições de entradas que alimentará o programa computacional. As principais

etapas do pré-processamento são: definição da geometria, geração de malha e inserção de condições de contorno para a simulação.

Inicialmente, ocorre a geração de uma geometria virtual ou de uma região de interesse, ou até mesmo de um domínio computacional, que através de análises, define limitações para regiões sólidas ou líquidas (no caso do domínio do fluido). Com a definição do modelo físico gera-se uma malha computacional constituída de vários elementos menores, ou células, em todo o domínio. O quanto mais refinada a malha, melhores serão os resultados obtidos. Após a geração da malha computacional, são estabelecidos fenômenos e parâmetros, que devem incluir condições para o escoamento, condições de fronteiras, condições de contornos adequadas e propriedades dos fluidos. Também são determinados parâmetros de simulação, como precisão, tempo de execução, número de interações, dentre outros. As soluções obtidas dependem totalmente das opções definidas durante a fase de pré-processamento.

O próximo passo após a definição do problema no pré-processamento é a sua resolução. São aplicadas as leis de conservação para cada célula da malha, através da integração, na região de interesse, das equações diferenciais. As integrais são convertidas em expressão algébricas que são resolvidas iterativamente, através do método aproximado dos Volumes Finitos (MAITELLI, 2010).

É no pós-processamento onde os resultados são apresentados e analisados. É possível obter nessa etapa visualizações bidimensionais e tridimensionais da geometria, resultados numéricos, gráficos que descrevem o processo, como gradientes de pressão e velocidade, linhas de fluxo, traçado de vetores, além de informações sobre a malha, sequências de animações, entre outros.

Apesar das inúmeras possibilidades apresentadas pelos programas de CFD atuais, a modelagem numérica de um problema necessita de compreensão dos fenômenos a ele relacionados. É preciso estar atento a complexidade do processo para que se tenha bons e confiáveis resultados.

4.2 Equações Governantes

Neste trabalho é feita uma abordagem clássica a respeito das equações diferenciais de transporte que caracterizam o campo de escoamento, como conservação da massa e quantidade de movimento.

4.2.1 Conservação da massa

Para o caso do escoamento de fluido Newtoniano, incompressível, permanente, onde a massa específica não é função nem das coordenadas espaciais nem do tempo, a equação da conservação da massa, em notação indicial, é descrita pela Equação 34 (Fox *et al.*, 2010).

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (34)$$

onde u_i é a componente da velocidade nas direções ortogonais e x_i é a coordenada espacial.

O caráter aleatório dos escoamentos turbulentos permite que uma propriedade instantânea ϕ , possa ser expressa através da soma de uma parte que representa a média no tempo $\bar{\phi}$ e outra que representa as flutuações devido à turbulência ϕ' . Essa representação foi proposta por Reynolds em 1895 e é conhecida como decomposição de Reynolds, expressa na Equação 35 (WILCOX, 1993).

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (35)$$

A operação de média temporal ou média de Reynolds é apresentada pela Equação 36.

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_{\Delta t} \phi dt \quad (36)$$

Pode-se afirmar, a partir da própria definição, que a média das flutuações é nula, logo:

$$\overline{\phi'} = 0 \quad (37)$$

Aplicando-se a decomposição de Reynolds na equação da conservação de massa e tomando a média, pode-se reescrever a equação da conservação da massa média como sendo:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (38)$$

4.2.2 Quantidade de movimento

A equação da quantidade de movimento ou equação de Navier-Stokes, como também é conhecida, é representada na Equação 39, em notação indicial (MALISKA, 1995).

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] + S_{u_i} \quad (39)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, t o tempo, μ a viscosidade dinâmica, p a pressão e S_{u_i} é o termo fonte de quantidade de movimento.

Aplicando-se a decomposição de Reynolds para velocidade e pressão, pode-se reescrever a Equação 40 como sendo:

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] + S_{u_i} \quad (40)$$

A Equação 40 representa a equação de Navier-Stokes média, onde estão presentes os termos médios e o tensor das tensões de Reynolds $-\rho \overline{u'_i u'_j}$. Segundo Bender (2017), esses componentes representam uma taxa de transferência de quantidade de movimento advindos da flutuação da velocidade do fluido. Além disso, o tensor

introduz novas incógnitas que devem ser modeladas para fechar o sistema de equações governantes. Para isso, utiliza-se a hipótese de Boussinesq, que modela as tensões de Reynolds, usando uma viscosidade turbulenta, como mostra a Equação 41 (ANSYS, 2006).

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (41)$$

onde μ_t corresponde a viscosidade turbulenta e δ_{ij} o tensor taxa de deformação do escoamento médio.

4.3 Modelo de turbulência k-ε

Na engenharia, a solução da turbulência é um problema de suma importância para a modelagem de escoamentos. Define-se com o modelo de turbulência um procedimento computacional para aproximar as equações de escoamento médio, com a finalidade de resolver problemas relacionados a escoamentos (MAITELLI, 2010).

O modelo k - ε é um dos modelos mais utilizados e aplicados em códigos de CFD. Ele envolve a solução da energia cinética turbulenta κ , definida pela variação das flutuações na velocidade, e sua taxa de dissipação ε . Apresenta bons resultados para escoamentos simples, porém é impreciso quando se trata de gradientes de pressão adversos e na região da subcamada viscosa (WILCOX, 1993). A grande vantagem desse modelo é que o custo computacional para a modelagem da turbulência é baixo em relação a outros modelos (ANSYS, 2013).

O modelo κ - ω resolve o fluxo para energia cinética turbulenta κ e para a taxa de dissipação específica da energia cinética turbulenta ω . Possui vantagens na previsão de escoamentos com gradientes de pressão adversos e no cálculo da turbulência nas proximidades da parede, porém possui uma certa sensibilidade para resolver escoamentos longe das paredes e em fluxos livres (BENNER, 2017).

O modelo de turbulência SST (*Shear Stress Transport Model*) apresenta duas equações de transporte, que combinam dois modelos de turbulência κ - ε e κ - ω ,

agregando as vantagens que os dois modelos trazem em suas formulações, para suprir as limitações de cada um em função da região de escoamento onde são aplicados. No entanto, exige malhas refinadas e um grande custo computacional para modelagem da turbulência (BENDER, 2017).

Neste trabalho foi utilizado o modelo de turbulência κ - ε padrão, devido a sua confiabilidade nos resultados envolvendo escoamentos simples, ao seu baixo custo computacional e por sua larga aplicação.

O modelo k - ε assume que a viscosidade turbulenta é uma relação entre a energia cinética turbulenta e a dissipação, dada pela Equação 42.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (42)$$

Como já foi dito, o modelo envolve a solução de duas equações de transporte, uma para a energia cinética turbulenta k , definida pela variação das flutuações na velocidade, e outra para a sua taxa de dissipação ε . Tais equações estão apresentadas da seguinte forma:

Para o cálculo da energia cinética turbulenta (k), tem-se:

$$\left[\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{\mathbf{V}} k) \right] = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (43)$$

E para a taxa de dissipação (ε):

$$\left[\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{\mathbf{V}} \varepsilon) \right] = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (44)$$

Nas Equações 43 e 44, os termos do lado esquerdo representam a variação temporal e transporte convectivo das propriedades turbulentas e os termos do lado direito os termos difusivos, conforme pode ser representado esquematicamente da seguinte forma:

Taxa de variação de k ou ε	+	Transporte de k ou ε por convecção	=	Transporte de k ou ε por difusão	+	Taxa de produção de k ou ε	-	Taxa de destruição de k ou ε
---	---	---	---	---	---	---	---	---

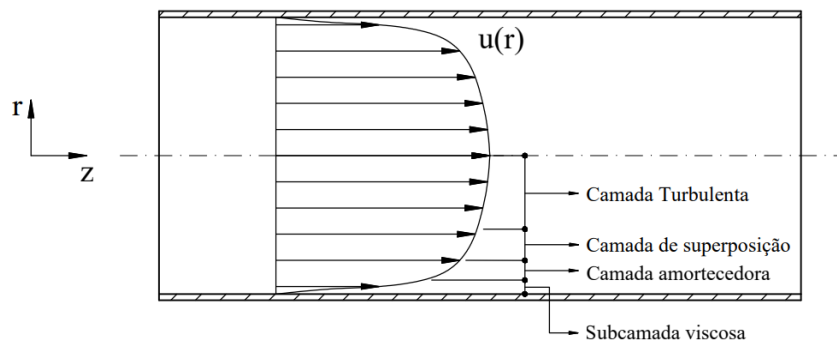
Estas equações possuem cinco constantes ajustáveis, obtidas através de dados observados em uma grande variedade de escoamentos turbulentos. Os valores para essas constantes são dados pela Equação 45.

$$C_\mu = 0,09; \sigma_k = 1,0; \sigma_\varepsilon = 1,3; C_{\varepsilon 1} = 1,44; C_{\varepsilon 2} = 1,92 \quad (45)$$

4.3.1 Modelagem próxima à parede

Em escoamentos turbulentos, expressões que modelam o perfil de velocidade são baseadas tanto em análises quanto em dados determinados experimentalmente. No escoamento ao longo de um tubo são verificadas quatro regiões definidas pela distância à parede, conforme Figura 15. A camada muito fina mais próxima à parede é chamada de subcamada viscosa, é nela onde os efeitos viscosos predominam. Logo acima encontra-se a camada amortecedora, onde o escoamento ainda é dominado pelos efeitos (viscosos) da difusão molecular, no entanto, os efeitos turbulentos estão se tornando significativos. A camada em que os efeitos turbulentos são bem mais significativos, porém, ainda não dominante, é a camada de superposição. A última camada, mais externa, onde os efeitos turbulentos se sobrepõem aos efeitos viscosos dominando o escoamento é a camada turbulenta (ÇENGEL e CIMBALA, 2007).

Figura 15. Perfil de Velocidade característico de um escoamento turbulento.



Do Ponto de vista de simulação numérica, a abordagem mais comum para modelar os fenômenos decorrentes das regiões próximas a parede é através das funções

de parede, isto é, das variáveis adimensionalizadas para velocidade e distância, como mostra a Equação 46 e 47.

$$u^+ = \frac{u}{u^*} \quad (46)$$

$$y^+ = \frac{yu^*}{\nu} \quad (47)$$

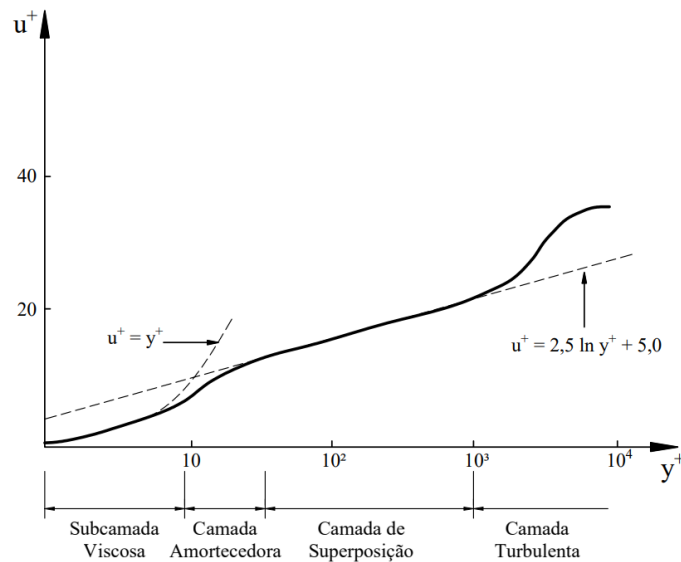
onde u é a velocidade de escoamento média, y é a distância à parede, ν é a viscosidade cinemática e u^* é a velocidade de atrito que é função da tensão de cisalhamento na parede τ_w e da massa específica ρ do fluido e pode ser definida pela Equação 48.

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (48)$$

A relação expressa na Equação 49 é conhecida como lei da parede, e se correlaciona satisfatoriamente com dados experimentais para $0 \leq y^+ \leq 5$, como pode ser observado na Figura 16 (ÇENGEL E CIMBALA, 2007).

$$u^+ = y^+ \quad (49)$$

Figura 16. Comparação entre a lei da parede e os perfis de velocidade da lei logarítmica com dados experimentais para escoamento turbulento completamente desenvolvido em um tubo.



Fonte: Adaptado de Benner (2017).

De acordo com a Figura 16, para $y^+ > 30$, isto é, para todas as regiões de escoamento, exceto perto da parede e ao centro do tubo, os dados experimentais são representados pela Equação 50, conhecida como lei logarítmica.

$$u^+ = 2,5 \ln y^+ + 5,0 \quad (50)$$

Em fluidodinâmica computacional, o y^+ é utilizado em modelos de turbulência que necessitam da distância de parede para modelar a influência do tensor das tensões de Reynolds. Através dele é possível identificar a proximidade do primeiro nó da malha, permitindo capturar os fenômenos decorrentes desta região.

Os valores de y^+ variam de acordo com o modelo de turbulência empregado, garantindo que a malha produzida esteja adequada para o modelo. No caso do modelo de turbulência k- ϵ , estes valores apropriados encontram-se em $30 < y^+ < 100$ (ANSYS, 2009).

4.4 Discretização por Volumes Finitos

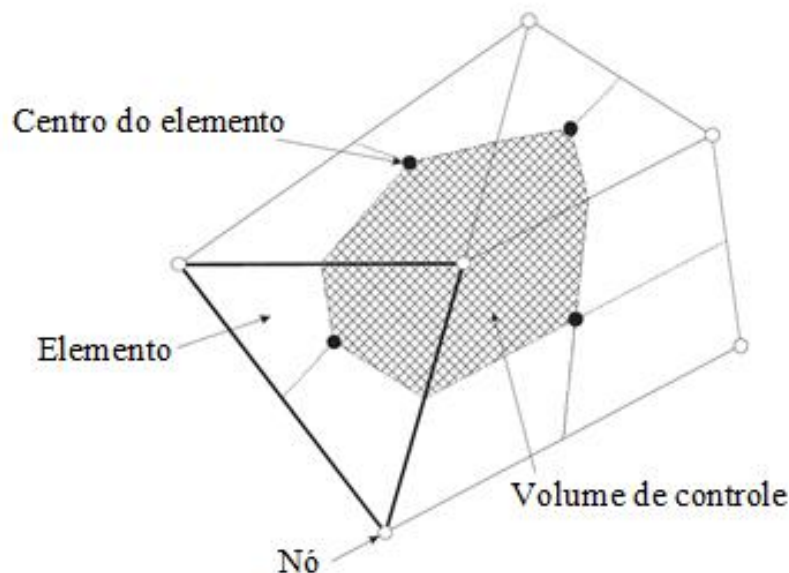
Em uma análise numérica, um dos fatores mais importantes é a discretização do domínio de cálculo. Para escoamentos complexos, devem-se adotar aproximações numéricas para as equações de conservação (Navier-Stokes e Continuidade). Para isso, é utilizado um método numérico capaz de substituir as equações diferenciais por equações algébricas. O *software* (programa) utilizado para as simulações numéricas, o ANSYS CFX, utiliza o Método dos Volumes Finitos, que consiste na divisão dos domínios de interesse em diversos pequenos volumes finitos, gerando uma malha computacional. As equações aproximadas são obtidas realizando-se um balanço de propriedades para cada volume ou integrando-se em cada volume, no espaço e no tempo, as equações diferenciais.

A malha consiste em um conjunto de elementos formados por nós, onde ocorre o cálculo das variáveis de escoamento e propriedades do fluido. Os requerimentos de refinamento da malha, das equações a serem solucionadas e do modelo de turbulência

empregado, dependem do problema em questão. A malha pode ser melhor refinada apenas em certas regiões onde os gradientes são elevados.

O processo de discretização das equações será mostrado a seguir de forma simplificada para uma malha bidimensional e foi baseado no demonstrado em Ansys CFX (2006). A Figura 17 mostra de maneira esquemática um volume finito de uma malha bidimensional. Nos nós da malha são calculadas todas as variáveis do problema e as propriedades do fluido. Ao redor de cada nó da malha é definido uma área central que corresponde ao volume de controle, por meio de linhas que partem da distância média entre dois nós adjacentes ao de interesse.

Figura 17. Malha bidimensional.



Fonte: Adaptado de Segala, 2010.

As equações de conservação apresentadas e discutidas na seção 4.2, são integradas sobre um volume de controle, aplicando-se o Teorema de Divergência de Gauss para converter algumas integrais de volume em integrais de superfície. Dessa forma, considerando que os volumes de controle não deformam no tempo, as equações resultantes assumem as seguintes formas:

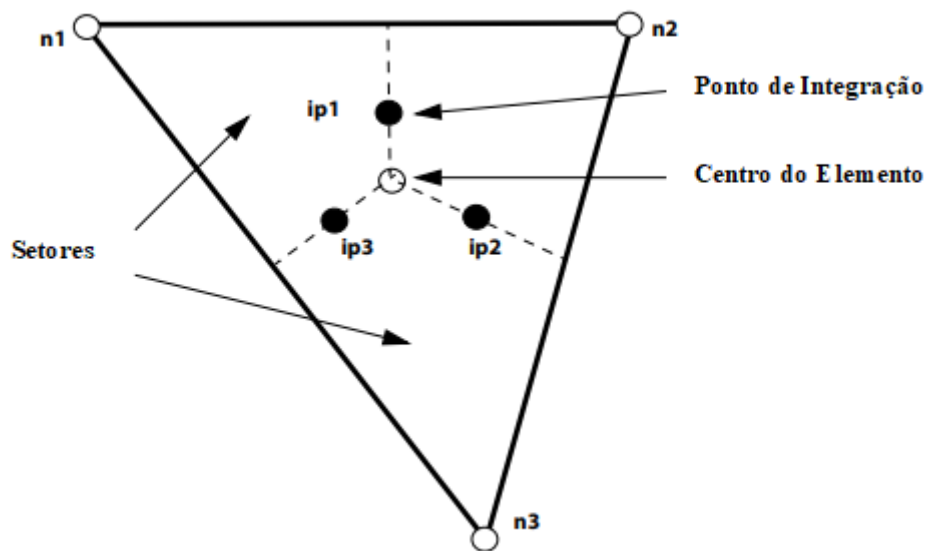
$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho u_j dn_j = 0 \quad (51)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho u_i dV + \int_S \rho u_j u_i dn_j = - \int_S P dn_j + \int_S \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{u_i} dV \quad (52)$$

onde V indica regiões de integração de volume e representam termos de fonte ou acumulação, S indica regiões de integração de superfície e representam a soma dos fluxos, dn_j são os componentes cartesianos diferenciais do vetor de superfície normal externo e μ_{eff} é a viscosidade efetiva, ou seja, o somatório da viscosidade do fluido com a viscosidade turbulenta.

Para possibilitar a solução numérica, faz-se necessário discretizar as equações. A Figura 18 apresenta um elemento de malha isolado contendo os prontos de integração.

Figura 18. Elemento de malha.



Fonte: Adaptado de ANSYS CFX, 2006.

As integrais volumétricas são convertidas em sua forma discreta, dentro de cada setor do elemento e são somadas ao volume de controle a que esse setor pertence. As integrais de superfície são convertidas em sua forma discreta, aproximando fluxos em pontos de integração ip_n , e são somados aos fluxos sobre os segmentos de superfície que contribuem para um volume de controle. A forma discreta das equações da continuidade e de conservação da quantidade de movimento é expressa nas Equações 53 e 54.

$$V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (53)$$

$$V \left(\frac{\rho u_i - \rho^0 u_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (u_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{u_i}} V \quad (54)$$

onde:

$$\dot{m}_{ip} = (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} \quad (55)$$

Nas Equações V é o volume de controle, Δt é o passo de tempo entre duas iterações, Δn_j é o vetor de superfície externa discreta, o subscrito “ ip ” indica a avaliação em um ponto de integração e as somatórias são sobre todos os pontos de integração do volume de controle, e o sobrescrito “0” denota o tempo inicial da iteração.

Os campos da solução são armazenados nos nós da malha. Mas para serem aproximados em pontos de integração vários termos nas equações exigem soluções ou gradientes de solução. Para isso, são utilizadas funções de forma do Método dos Elementos Finitos que descrevem a variação de uma variável ϕ dentro do elemento de malha, como pode ser observado na Equação 56.

$$\phi = \sum_{i=1}^{N_{nó}} N_i \phi_i \quad (56)$$

onde N_i é a função de forma para o nó “ i ” e ϕ_i é o valor da variável ϕ no nó “ i ”. O comportamento da função de forma N_i é tal que:

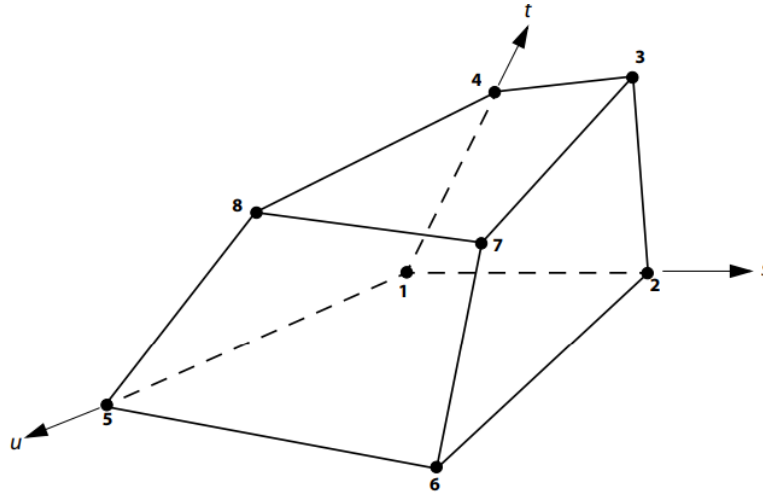
$$\sum_{i=1}^{N_{nó}} N_i = 1 \quad (57)$$

$$\text{e ainda, em um determinado nó } j, N_i = \begin{cases} 1 & i = j \\ 0 & i \neq j \end{cases} \quad (58)$$

O Ansys CFX usa diferentes elementos de malha (hexagonais, tetraédricos, piramidais, etc.), que podem ser combinados para a geração de uma malha não estruturada. Os elementos utilizados nas malhas do Método dos Volumes Finitos para discretizar o domínio de cálculo em uma malha não-estruturada são mostrados nas

Figuras 19, 20, 21 e 22, e as respectivas funções de forma utilizadas para discretizar tais elementos são apresentadas nas Equações 59, 60, 61 e 62.

Figura 19. Elemento hexaédrico.

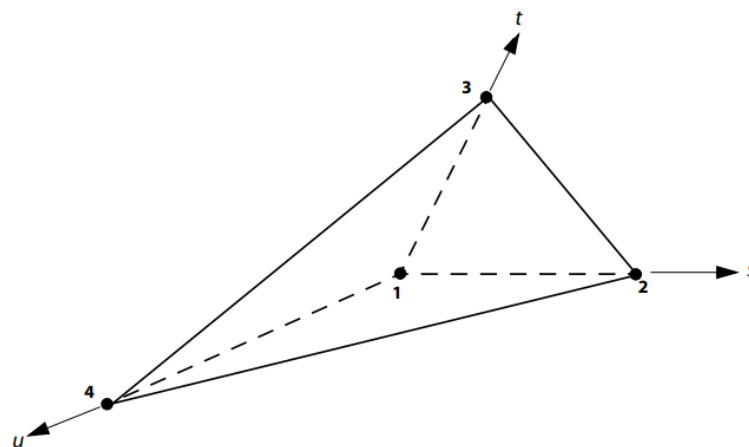


Fonte: ANSYS CFX, 2006.

As funções de forma para os nós do elemento hexaédrico serão:

$$\left\{ \begin{array}{l} N_1(s,t,u) = (1-s)(1-t)(1-u) \\ N_2(s,t,u) = s(1-t)(1-u) \\ N_3(s,t,u) = st(1-u) \\ N_4(s,t,u) = (1-s)t(1-u) \\ N_5(s,t,u) = (1-s)(1-t)u \\ N_6(s,t,u) = s(1-t)u \\ N_7(s,t,u) = stu \\ N_8(s,t,u) = (1-s)tu \end{array} \right. \quad (59)$$

Figura 20. Elemento tetraédrico.

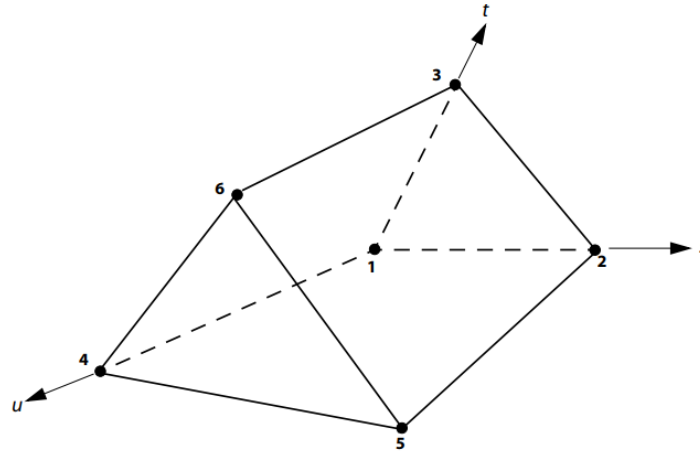


Fonte: ANSYS CFX, 2006.

As funções de forma para os nós do elemento tetraédrico serão:

$$\begin{cases} N_1(s,t,u) = 1 - s - t - u \\ N_2(s,t,u) = s \\ N_3(s,t,u) = t \\ N_4(s,t,u) = u \end{cases} \quad (60)$$

Figura 21. Elemento prismático.

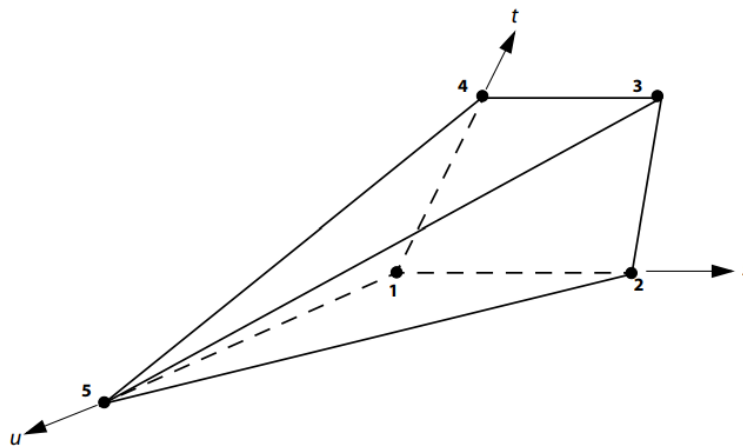


Fonte: ANSYS CFX, 2006.

As funções de forma para os nós do elemento prismático serão:

$$\begin{cases} N_1(s,t,u) = (1-s-t)(1-u) \\ N_2(s,t,u) = s(1-u) \\ N_3(s,t,u) = t(1-u) \\ N_4(s,t,u) = (1-s-t)u \\ N_5(s,t,u) = su \\ N_6(s,t,u) = tu \end{cases} \quad (61)$$

Figura 22. Elemento pirâmide.



Fonte: ANSYS CFX, 2006.

As funções de forma para os nós do elemento pirâmide serão:

$$\begin{cases} N_1(s,t,u) = (1-s)(1-t)(1-u) \\ N_2(s,t,u) = s(1-t)(1-u) \\ N_3(s,t,u) = st(1-u) \\ N_4(s,t,u) = (1-s)t(1-u) \\ N_5(s,t,u) = u \end{cases} \quad (62)$$

Para completar a discretização das equações de conservação, é necessário avaliar o valor assumido pelos termos advectivos. O programa Ansys CFX possui um esquema de interpolação de Alta Ordem, que pondera a escolha do valor de ϕ para cada ponto de integração (SEGALA, 2010). O conjunto linear de equações que surgem aplicando o Método dos Volumes Finitos a todos os elementos no domínio são equações de conservação discretas. O sistema de equações pode ser escrito da seguinte forma:

$$\sum_{nb_i} a_i^{nb} \phi_i^{nb} = b_i \quad (63)$$

onde ϕ é a propriedade a ser calculada, b o conjunto de coeficientes lineares, a o conjunto de coeficientes da equação, i é o número de identificação do volume de controle ou nó em questão, e nb é a indicação para o nó. Um nó pode ter quantos vizinhos forem necessários, de modo que o método é igualmente aplicável a malhas estruturadas e não estruturadas. O conjunto nós, para todos os volumes de controle, constitui todo o sistema de equações lineares. Para uma equação escalar, a_i^{nb} , ϕ_i^{nb} e b_i são números únicos. Mas para o cálculo das equações de conservação, eles são uma matriz (4 x 4) ou um vetor (4 x 1), que pode ser expresso como:

$$a_i^{nb} = \begin{bmatrix} a_{uu} & a_{uv} & a_{uw} & a_{up} \\ a_{vu} & a_{vv} & a_{vw} & a_{vp} \\ a_{wu} & a_{wv} & a_{ww} & a_{wp} \\ a_{pu} & a_{pv} & a_{pw} & a_{pp} \end{bmatrix}_i^{nb} \quad (64)$$

e

$$\phi_i^{nb} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i^{nb} \quad (65)$$

$$b_i = \begin{bmatrix} b_u \\ b_v \\ b_w \\ b_p \end{bmatrix}_i \quad (66)$$

Capítulo 5

Metodologia e Caracterização do Problema

5. Metodologia e Caracterização do Problema

Neste capítulo, é discutida de forma detalhada a metodologia empregada na solução do problema para atingir os objetivos propostos. Portanto, é apresentado o modelo geométrico de um rotor de bomba centrífuga fabricada no Brasil, bem como a geração da malha e a inserção das condições de contorno empregadas, que são necessárias para as simulações. A validação do trabalho é feita através da comparação da curva característica de altura de elevação, obtida de forma numérica, com a curva fornecida pelo fabricante.

5.1 Validação

Segundo Gulich (2008), para se ter confiança nos resultados obtidos na simulação e avaliar suas possibilidades e limites, é necessária uma comparação com dados experimentais. Para fazer tal validação corretamente, também é necessário considerar as incertezas das medições experimentais.

Para se realizar simulações utilizando CFD, é indispensável a obtenção de um modelo geométrico que seja compatível com o fenômeno físico. Com a finalidade de validar o trabalho, foram realizadas simulações para um rotor semiaberto, cujo modelo 3D foi enviado pelo laboratório de máquinas de fluxo da URI/RS.

A geometria foi obtida a partir de uma bomba disponível, modelo F6C-R/F6D-R 1,0cv/128mm/3500rpm, do tipo semiaberto. A Tabela 6 apresenta as dimensões e as propriedades do rotor. O modelo tridimensional está representado na Figura 23, com vistas e dimensões descritas na Figura 24.

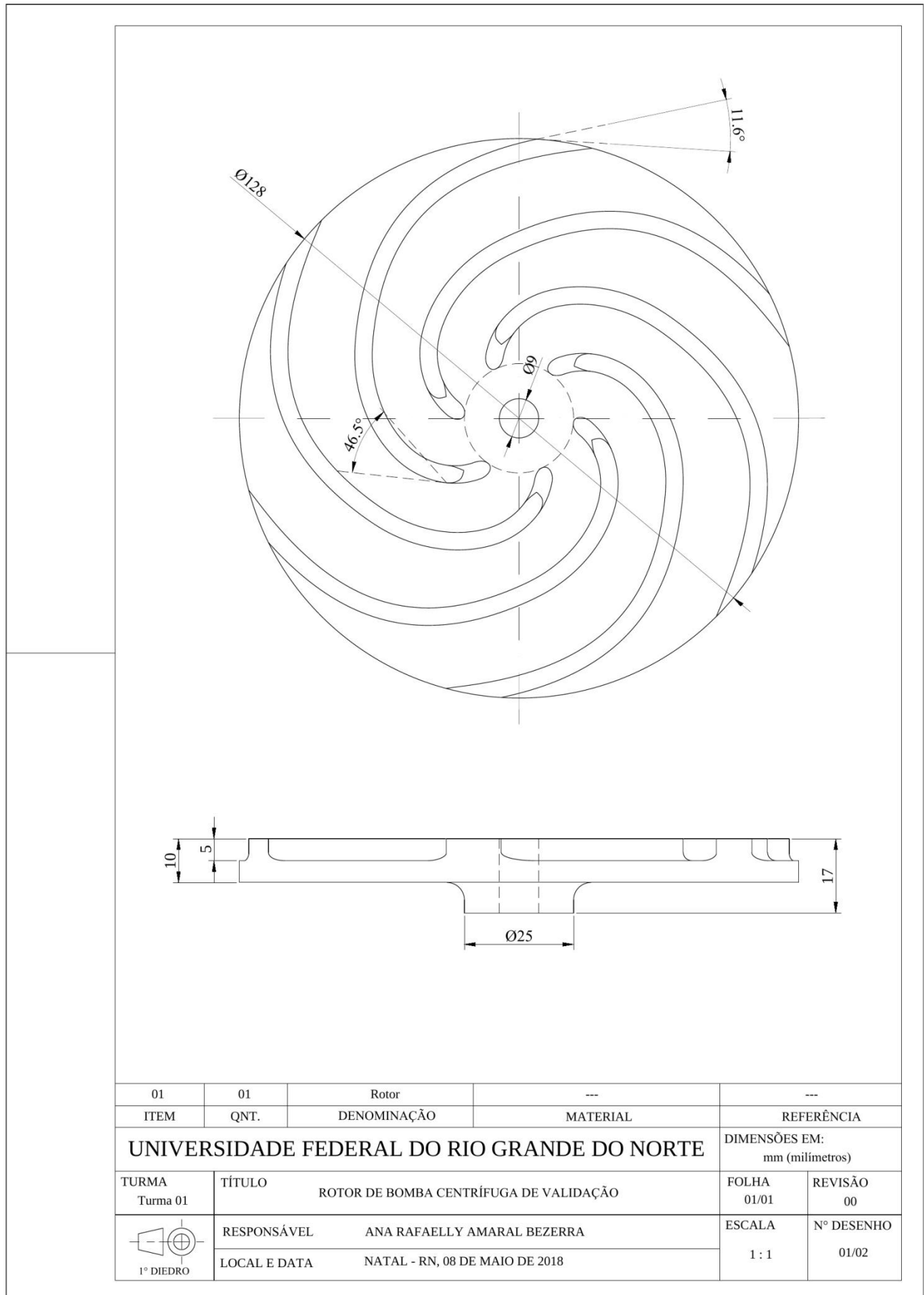
Tabela 6. Dimensões e propriedades do rotor usado na validação.

Dimensões e propriedades		
Rotação (n)	3500	rpm
Diâmetro do rotor (d_2)	128	mm
Diâmetro de entrada (d'_1)	19	mm
Largura na entrada (b_1)	5	mm
Largura na saída (b_2)	5	mm
Ângulo de saída (β_2)	11,6	°
Ângulo de entrada (β_1)	46,5	°
Potência (N)	1	c.v

Figura 23. Geometria tridimensional do rotor usado na validação.

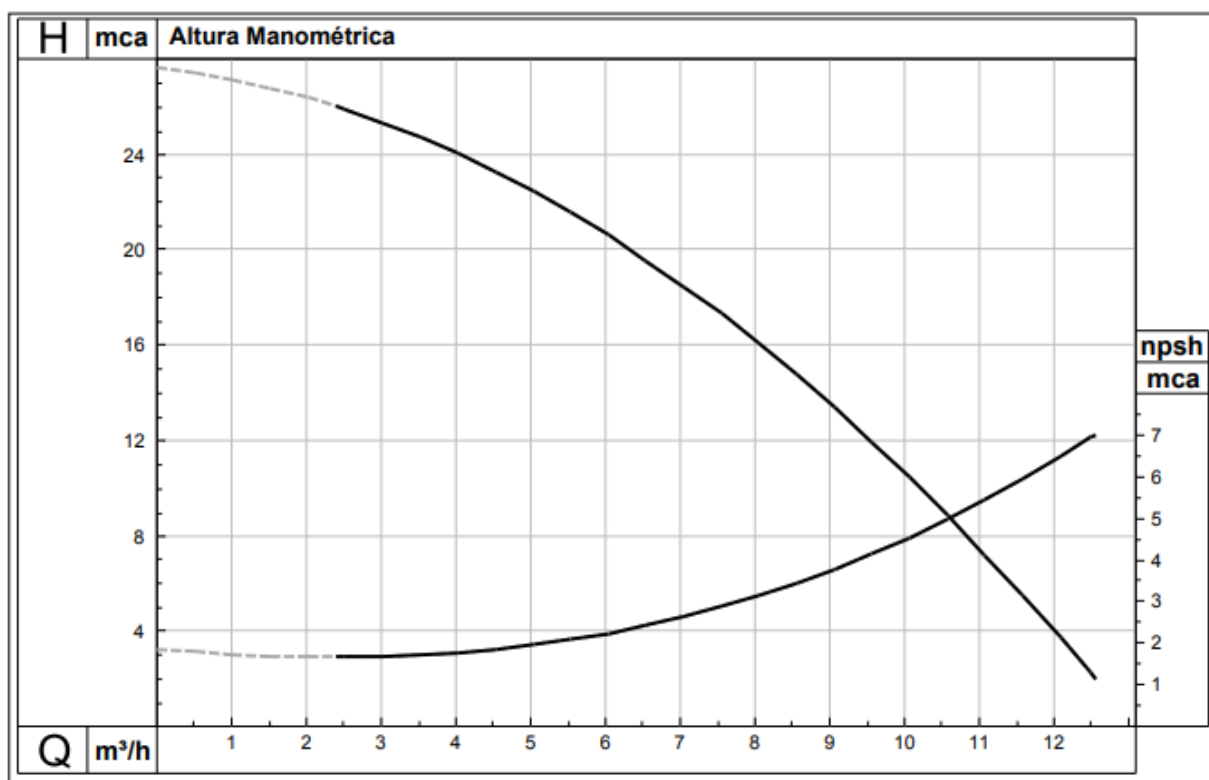


Figura 24. Desenho técnico do rotor usado na validação.



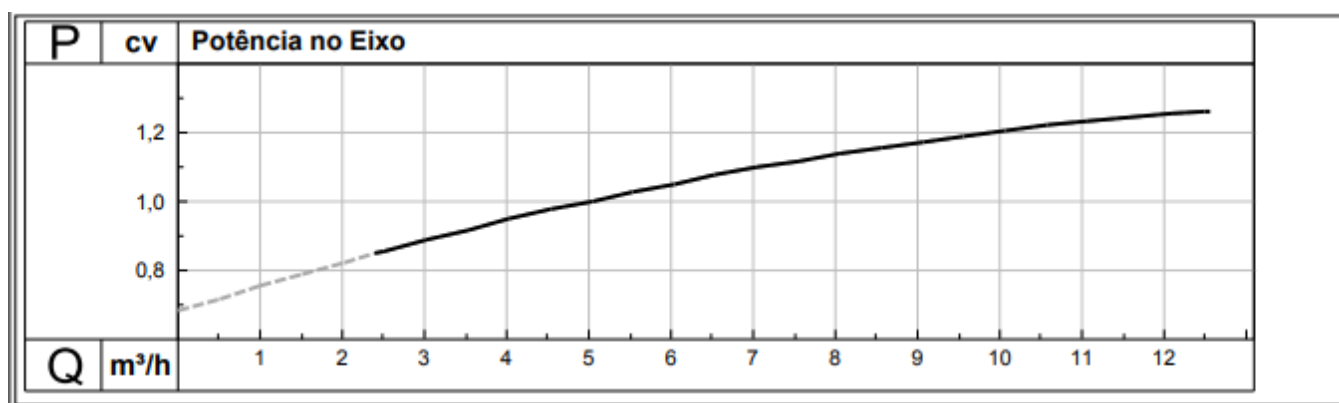
As curvas de desempenho da bomba fornecidas pelo fabricante estão apresentadas nas Figuras 25, 26 e 27.

Figura 25. Curva de altura de elevação do fabricante.



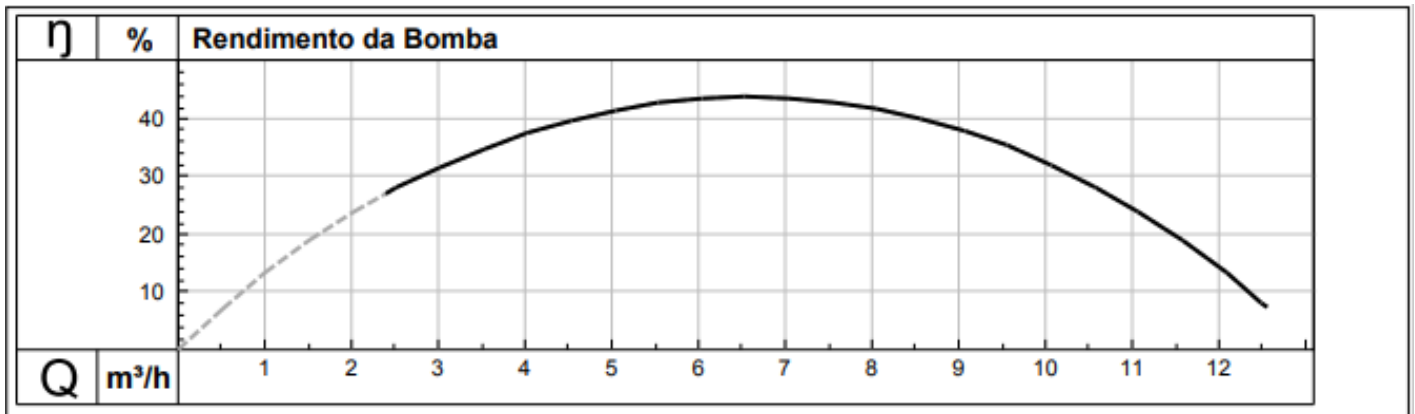
Fonte: Catálogo FAMAC, 2016.

Figura 26. Curva de potência no eixo do fabricante.



Fonte: Catálogo FAMAC, 2016.

Figura 27. Curva de rendimento da bomba do fabricante.



Fonte: Catálogo FAMAC, 2016.

A partir da geometria, é feita a modelagem do domínio fluído, necessária para a realização da simulação. O domínio do fluido também é modelado tridimensional através de um *software* de CAD (*Computer-Aided Design*), que consiste na delimitação das regiões de interesse na solução do escoamento. O procedimento utilizado na obtenção do domínio do fluido consiste em subtrair a geometria do rotor das partes de um cilindro maior. A Figura 28 mostra esquematicamente a operação para obtenção do domínio do fluido do rotor.

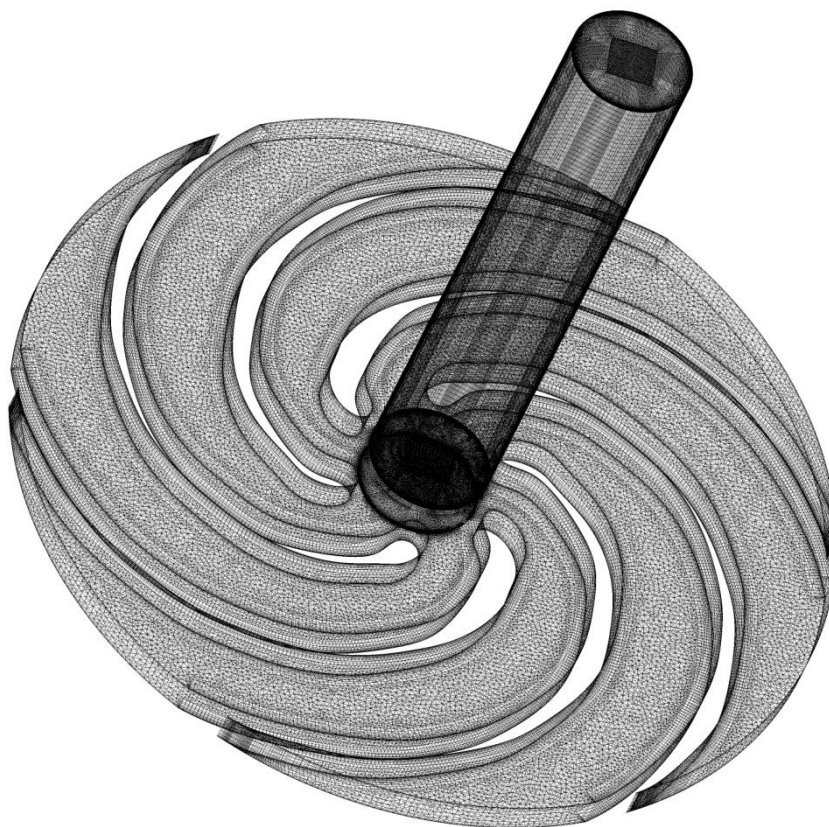
Figura 28. Procedimento para obtenção do domínio do fluido.



5.2 Geração da malha computacional

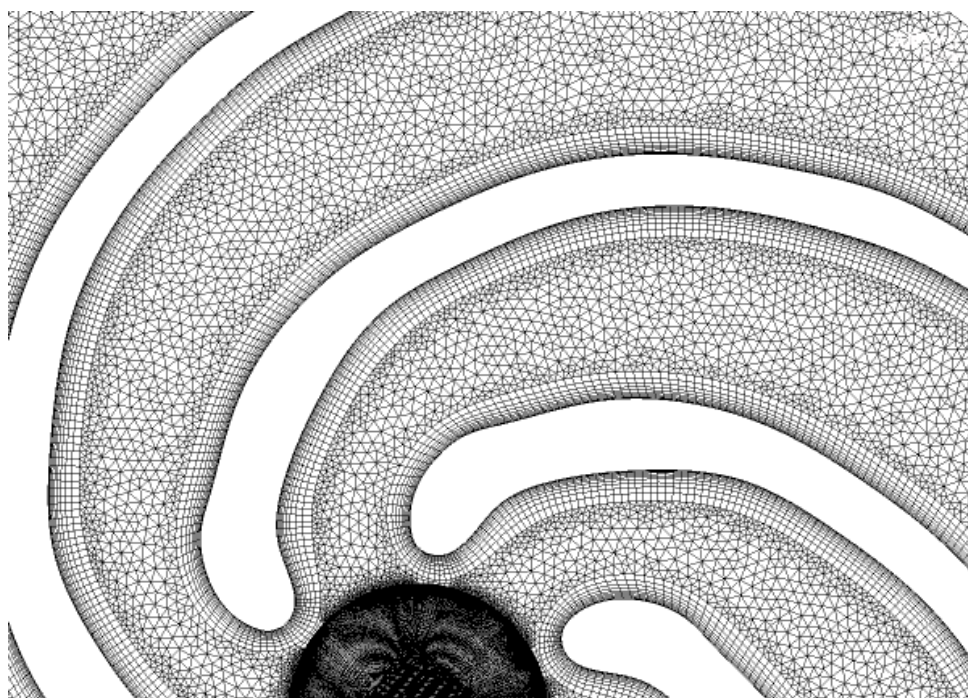
Após a definição do domínio do fluido, foi possível gerar a malha que será utilizada na simulação. Para isso, utiliza-se um *software* especializado na geração e pré-processamento de malha. O programa permite o uso de métodos e ferramentas capazes de refinar a malha nos pontos mais críticos da geometria, possibilitando um nível de refinamento adequado ao problema. A malha gerada para o domínio do fluido do rotor enviado é representada na Figura 29.

Figura 29. Malha gerada para o rotor usado na validação.



Foram realizados testes, através de simulações preliminares, para garantir que a primeira camada de nós adjacentes à parede estejam corretamente localizados em relação a fronteira (espessura da subcamada viscosa), para garantir um bom desempenho do modelo de turbulência empregado. A malha apresentada na Figura 29 é composta por 3705216 nós e 3605109 elementos. A Figura 30 mostra um detalhamento do refinamento gerado pelo *software* utilizado.

Figura 30. Detalhes da malha gerada.



5.3 Definição das condições de contorno

O último passo da etapa de pré-processamento é a determinação dos parâmetros para o escoamento e as propriedades do fluido. Inicialmente o eixo z foi escolhido como eixo de referência para o movimento rotativo do rotor ou do fluido e foi definida uma velocidade de rotação de 3500 rpm no sentido oposto ao da inclinação das pás. Nas simulações foi considerado dois domínios, um estacionário (entrada) e o outro rotativo (rotor) e utilizou-se água ($\rho=1000 \text{ kg/m}^3$ e $\mu=8,899 \text{ mPa}\cdot\text{s}$) como fluido de trabalho. O escoamento foi considerado em regime permanente e a pressão de referência foi ajustada para um atmosfera. O modelo de turbulência padrão escolhido foi o $\kappa\text{-}\epsilon$, cujos critérios de convergência estipulados em resíduo RMS (*Root Mean Square*) mínimo de 1×10^{-6} .

No modelo simulado, foram utilizadas as seguintes fronteiras e condições de contorno:

- Entrada do rotor: A entrada do rotor foi configurada como “*Inlet*”, que é interpretada apenas como a abertura que permite a entrada de fluido no sistema. A saída do

subdomínio de entrada é uma região de interface com outro subdomínio rotativo. Foi empregada para esta fronteira uma vazão mássica (*mass flow rate*), que foi alterada para simulação. Portanto é a alteração desta condição de contorno, que fornece os valores desejados a análise dos resultados.

- Saída do rotor: A saída, fronteira por onde o fluido deixa o rotor, foi configurada como “*outlet*”. Esta condição permite que haja fluxo de fluido apenas para a saída do sistema. Foi especificada uma pressão manométrica de zero atmosfera. Na simulação, para todos os pontos simulados, considerou-se esta condição de contorno constante.

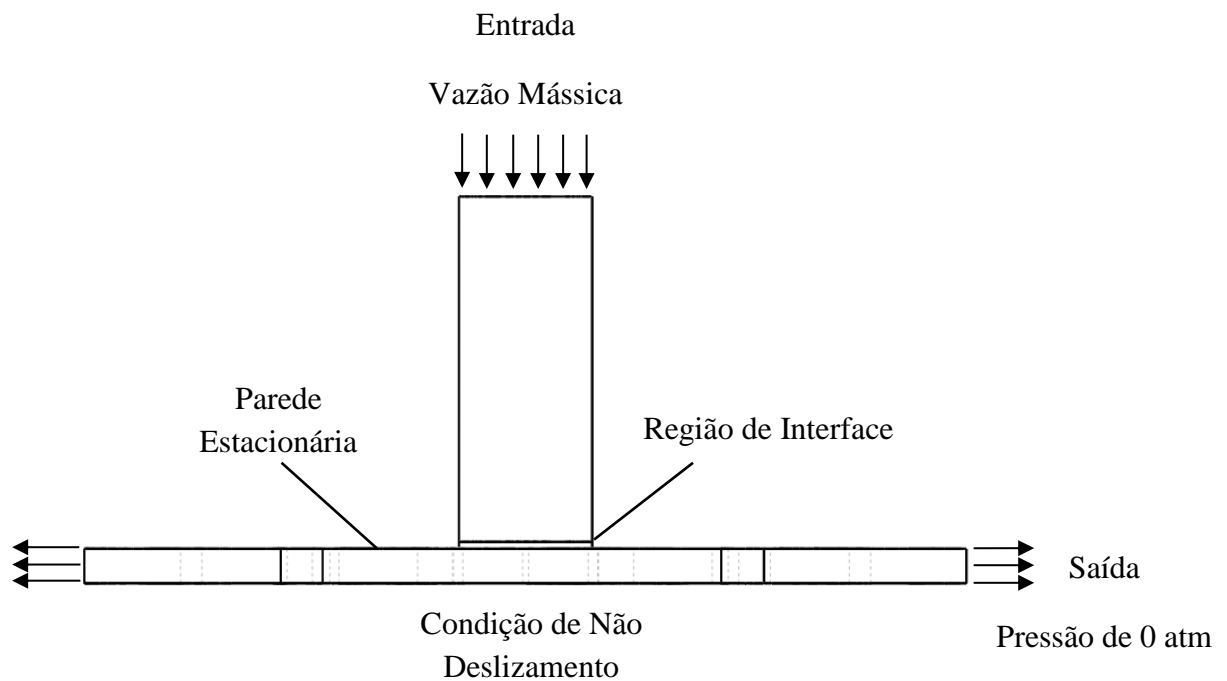
- Parede estacionária: Como o rotor utilizado é do tipo semiaberto, isto é, não existe coroa, a face frontal do domínio está parada. Para isso aplica-se uma contra rotação na nessa face correspondente a 3500 rpm, com o intuito de aproximar a modelagem do problema aos fenômenos reais que acontecem naquela região. Além disso, como o material da carcaça difere do material do rotor foi definida uma rugosidade de 0,08 mm que corresponde à rugosidade aproximada do ferro fundido, já que se desconhece o processo de fabricação da bomba em questão.

- Paredes: As paredes são definidas como a região delimitada pelas pás do rotor e parede traseira. A condição de contorno aplicada para esta fronteira foi a de não deslizamento (*no slip*) e impermeabilidade, isto é, para essa condição a velocidade do fluido junto a parede é estacionário. Nas simulações as paredes possuem velocidade de rotação. O escoamento foi considerado isotérmico e na mesma temperatura das paredes, não havendo troca térmica. Como o material do rotor é alumínio e não se conhece o seu processo de fabricação, foi aplicada uma rugosidade aproximada de 0,05 mm.

- Região de interface: É definida uma região de interface entre a entrada, que é um domínio estacionário, e o rotor que é um domínio rotativo. Foi definido para essa interface o modelo *Frozen Rotor*. Nesse modelo a malha permanece fixa enquanto o sistema de referência do domínio é rotativo, com as transformações apropriadas sendo aplicadas as equações de conservação. O *Frozen Rotor* produz uma solução estável para o problema e requer um menor esforço computacional quando comparado ao *Transient Rotor-Stator*. Erros maiores ocorrem quando o escoamento a ser modelado ainda não atingiu o regime permanente. Além disso, perdas que ocorrem em situações reais devido a passagem do fluido de um componente estacionário para um rotativo são negligenciadas (ANSYS, 2013).

A Figura 31 mostra esquematicamente as condições de contorno assumidas.

Figura 31. Condições de contorno aplicadas ao modelo



Segundo Gulich (2008) a rugosidade da parede reduz a velocidade na camada limite, criando assim maiores perdas hidráulicas. A transição do regime laminar para turbulento na camada limite depende do número de Reynolds, da rugosidade da superfície, da turbulência do fluxo e da curvatura da pá.

A norma ISO 1302:2002 estabelece graus de rugosidade que variam de N1 (superfícies menos rugosas) até N12 (superfícies mais rugosas) conforme apresentado na Tabela 7.

Tabela 7. Graus de rugosidade segundo norma ISO 1302.

Grau de rugosidade	Rugosidade (μm)	Grau de rugosidade	Rugosidade (μm)	Grau de rugosidade	Rugosidade (μm)
N1	0,025	N5	0,400	N9	6,300
N2	0,050	N6	0,800	N10	12,500
N3	0,100	N7	1,600	N11	25,000
N4	0,200	N8	3,200	N12	50,000

Gulich (2008) classifica os rotores e difusores em três classes de qualidade definidas como:

- G1 com rugosidade superficial grau N8 para uso de fundidos de precisão ou uso de machos cerâmicos;
- G2 com rugosidade superficial grau N8 a N9 e uso de machos cerâmicos;
- G3 com rugosidade superficial grau N9 a N10 para fundidos convencionais em molde de areia.

5.4 Resultados da Validação

Foram efetuadas doze simulações para o escoamento, variando os valores de vazão mássica, para a construção da curva da altura de elevação do rotor. Os resultados obtidos numericamente através das simulações foram comparados com a curva característica de altura de elevação fornecida pelo fabricante da bomba usada para criação do modelo geométrico simulado.

Os valores para altura de elevação foram calculados partindo da Equação 67, que de acordo com Macintyre (1997), corresponde à energia de pressão ou energia de potência.

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \quad (67)$$

onde p_2 corresponde a pressão de saída da bomba e p_1 a pressão de entrada da bomba.

Nas simulações realizadas foi observada uma maior dificuldade no tempo de convergência para os pontos de baixa vazão. Essa dificuldade existiu devido à formação de zonas de recirculação de fluido na região entre pás. A Figura 32 e a Tabela 8 mostram como as alturas de elevação catalogada e numérica variam para as 12 vazões utilizadas.

Figura 32. Variação da altura de elevação com a vazão.

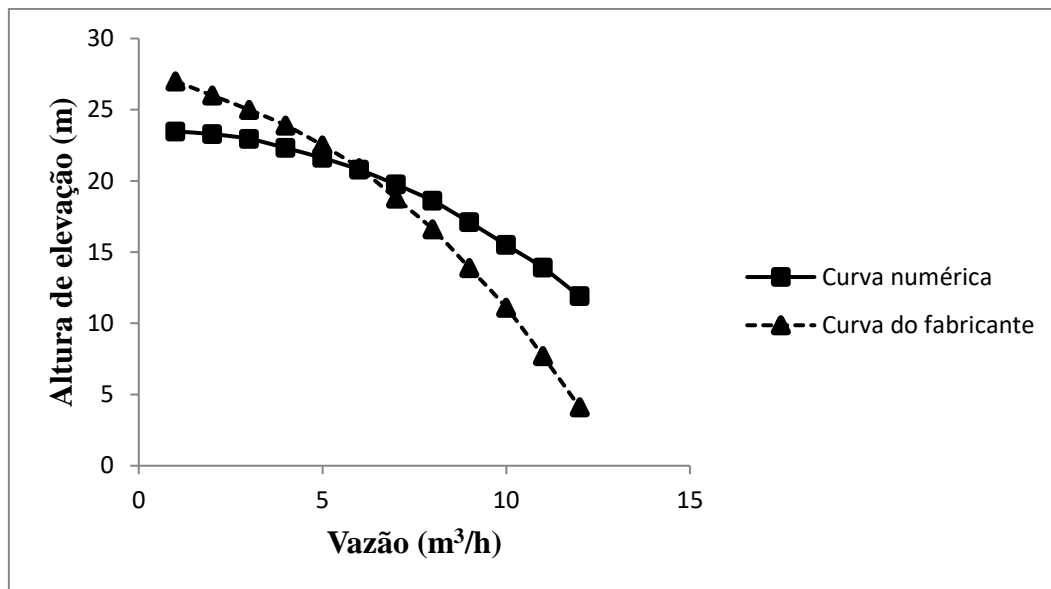
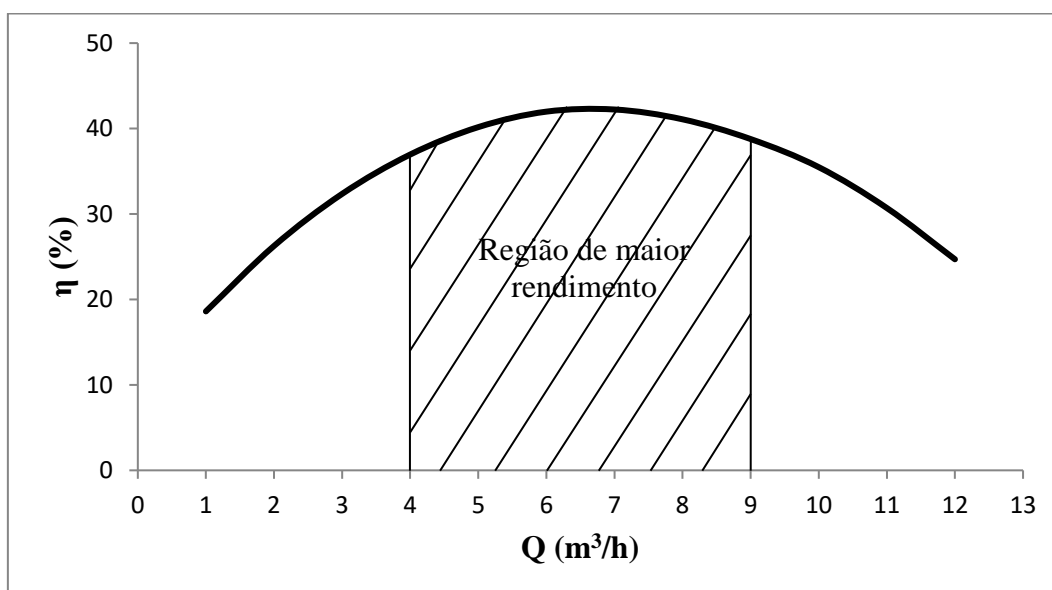


Tabela 8. Valores de altura de elevação catalogada e numérica.

Simulação	Vazão mássica	Altura de elevação do fabricante	Altura de elevação numérica
		kg/s	m
1	0,27	27	23,47
2	0,55	26	23,29
3	0,83	25	22,96
4	1,10	23,9	22,31
5	1,38	22,5	21,61
6	1,66	20,9	20,79
7	1,93	18,8	19,75
8	2,21	16,61	18,59
9	2,49	13,89	17,06
10	2,76	11,1	15,48
11	3,04	7,7	13,87
12	3,32	4,1	11,90

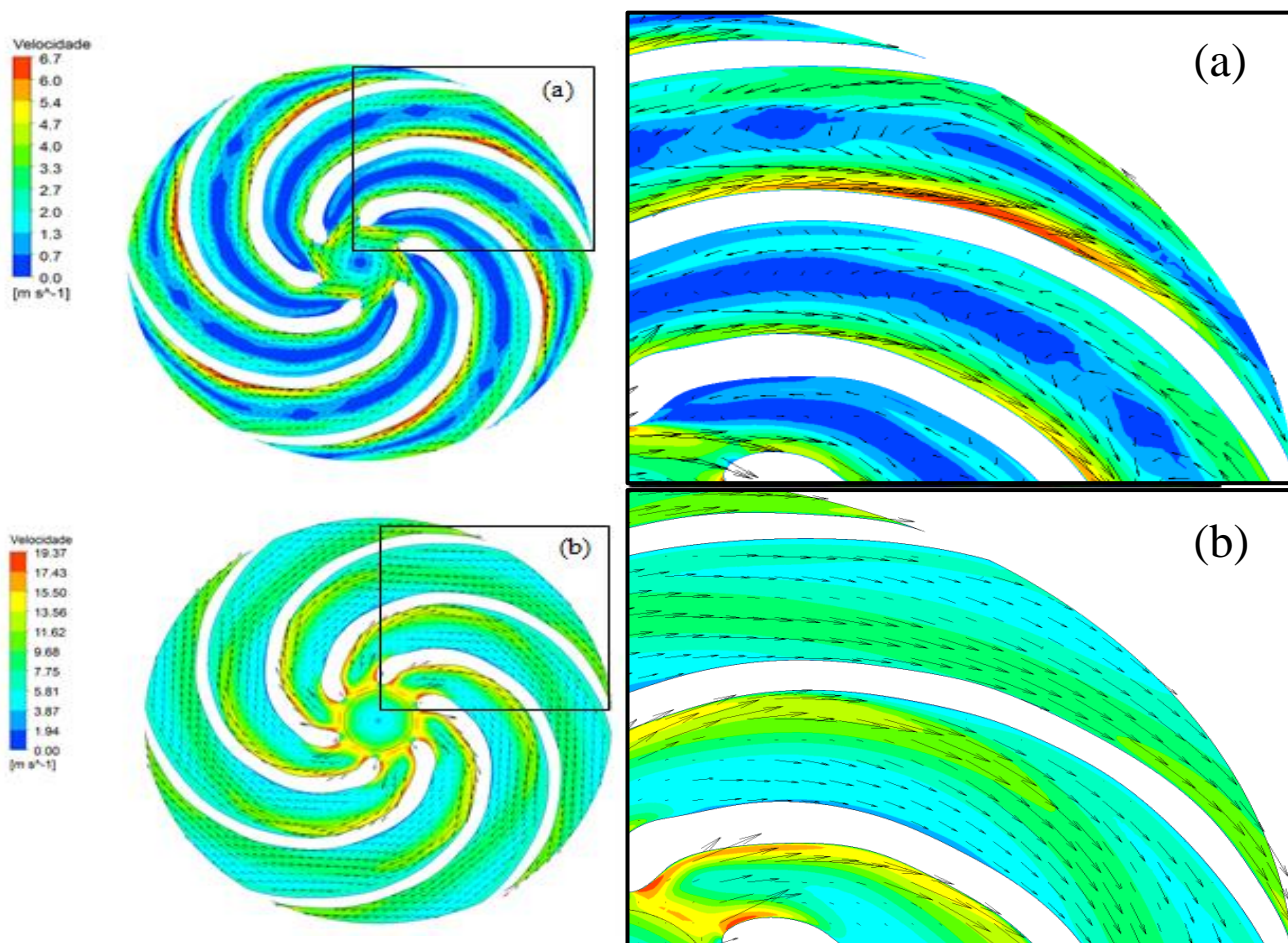
Analisando os resultados apresentados na Figura 32 junto a Tabela 8, pode-se notar que ambas as curvas se comportam de maneira similar. As maiores discrepâncias ocorrem para vazões mais elevadas e para as vazões mais baixas, regiões essas que se encontram fora da região de maior rendimento da bomba, conforme mostra a Figura 33.

Figura 33. Curva de rendimento da bomba do fabricante.



Para as vazões mais baixas o modelo numérico subestima os valores das alturas em relação aos valores do fabricante. Isso ocorre devido a formação de zonas de recirculação que causa maiores perdas de carga e redução na eficiência da bomba como mostra a Figura 34. Os maiores desvios do numérico em relação ao experimental ocorrem para as vazões mais elevadas, quando as alturas de elevação numéricas se tornam maiores do que as experimentais. Essas discrepâncias estão associadas a erros de modelagem, erros numéricos, erros associados a malha, incertezas relacionadas a rugosidade (já que se desconhece o processo de fabricação da bomba), divergências relacionadas a difícil modelagem da existência de vazamentos devido ao espaço entre o rotor e a parede superior da bomba (pois o rotor é do tipo semiaberto) e ao fato de os valores fornecidos pelo fabricante considerarem perdas em outros elementos da bomba, como por exemplo, perdas na voluta e no encanamento.

A Figura 34 apresenta vetores velocidades normalizados para a vazão de $1 \text{ m}^3/\text{h}$ (a) e para vazão de $10 \text{ m}^3/\text{h}$ (b), localizados em um plano médio. Se comparar os dois casos, pode-se perceber que para a menor vazão são notadas regiões de recirculação no canal entre as pás, que causam maiores perdas de carga e comprometem a eficiência da bomba. O mesmo, no entanto, não foi observado para a vazão mais elevada.

Figura 34. Vetores velocidades normalizados para a vazão de 1 m³/h (a) e para a vazão de 10 m³/h (b).

Segundo Gulich (2008), também deve-se considerar incertezas relacionadas à eficiência hidráulica da bomba. Dessa forma, podem ser assumidas as seguintes tolerâncias: 20% relacionados a perdas mecânicas, 25% de atrito nos discos, 30% de vazamento no anular de vedação, 1% na medição da tolerância da eficiência no acoplamento, 0,5% na medição da tolerância na altura de elevação e 2% na medição da tolerância do equilíbrio do fluido.

O atrito nos discos, perdas por vazamentos e perdas mecânicas aumentam essas incertezas, pois absorvem uma fração maior da energia no acoplamento. A insegurança na taxa de fluxo de vazamento no rotor implica na quantidade de vazão exata a ser usada no cálculo do CFD. Erros relacionados à medição da pressão estática na saída podem ser bastante significativos dependendo da posição das tomadas de pressão usadas e da variação da pressão estática ao redor da circunferência do rotor (um erro de medição de alguns por cento pode até levar a perdas significativas no rotor e em outros elementos da bomba).

Capítulo 6

Resultados e Discussões

6. Resultados e Discussões

Neste capítulo, são apresentados os resultados obtidos relacionados ao projeto do rotor e voluta e as simulações numéricas realizadas. Em seguida, são apresentados e discutidos os parâmetros obtidos no projeto, bem como, o modelo geométrico gerado. Também são mostrados os resultados obtidos nas simulações realizadas no modelo projetado através da geração da curva característica de altura de elevação, análise do triângulo de velocidade ao longo da pá, avaliação do escoamento através dos perfis meridionais de pressão e velocidade e estudo da influência da rugosidade na altura de elevação da bomba.

6.1 Modelo geométrico

As variáveis de projeto, equivalentes ao modelo geométrico correspondente a um rotor e voluta de bomba centrífuga, foram obtidas a partir do roteiro de cálculo discutido no capítulo 3. As principais dimensões obtidas no projeto para o rotor com descarga de $59,5 \text{ m}^3/\text{h}$, altura manométrica de 50 m e velocidade de rotação de 3600 rpm, estão apresentadas na Tabela 9 e as principais dimensões obtidas no projeto da voluta estão apresentadas na Tabela 10. Os dados iniciais de projeto mencionados foram definidos para que a bomba projetada fosse do tipo lenta.

Tabela 9. Principais dimensões do rotor projetado.

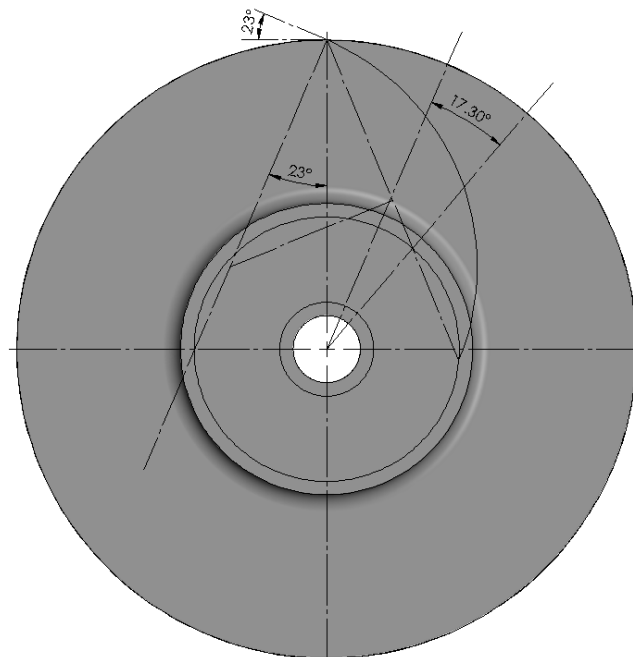
Parâmetros calculados para o rotor		
Diâmetro do eixo (d_e)	19,94	mm
Diâmetro do núcleo (d_n)	33,94	mm
Velocidade específica (n_s)	89,84	rpm
Número característico (n_q)	24,61	rpm
Potência motriz (N)	16,53	c.v
Fator velocidade ($K_{v'1}$)	0,14	
Coeficiente da velocidade meridiana de entrada (K_{vm1})	0,155	
Velocidade média na boca de entrada (v'_{1l})	4,38	m/s
Diâmetro da boca de entrada do rotor (d'_{1l})	78,70	mm
Velocidade meridiana de entrada (V_{m1})	4,85	m/s
Velocidade periférica no bordo de entrada (u_1)	15,57	m/s
Ângulo de entrada (β_1)	17,30	°
Número de pás (Z)	6	
Ângulo de saída (β_2)	23	°
Passo entre as pás (t_1)	43,27	mm
Espessura das pás (s_1)	4	mm
Largura da pá a entrada (b_1)	8,94	mm
Velocidade periférica a saída do rotor (u_2)	34,69	m/s
Coeficiente da velocidade periférica na saída (K_{u2})	1,02	
Diâmetro de saída (d_2)	184,03	mm
Velocidade meridiana de saída (V_{m2})	3,76	m/s
Coeficiente da velocidade meridiana de saída (K_{vm2})	0,12	
Largura das pás a saída (b_2)	8,94	mm

Tabela 10. Principais dimensões da voluta.

Parâmetros calculados para voluta		
Largura da voluta na entrada	17,88	mm
Diâmetro do círculo base para traçado da voluta	204,73	mm
Diâmetro de abertura para encaixe do rotor na caixa do caracol	194,38	mm
Diâmetro da boca de saída	74,32	mm
Diâmetros das seções transversais do caracol para ângulos de 45° em 45°		
ϕ_i (graus)	Q_i (m ³ /s)	d_i (mm)
45°	0,0022	14,83
90°	0,0043	20,98
135°	0,0065	25,69
180°	0,0087	29,67
225°	0,0108	33,17
270°	0,0130	36,34
315°	0,0152	39,25
360°	0,0174	41,96

O traçado do perfil das pás do rotor foi realizado com base no método do traçado por arcos de circunferência, também discutido no capítulo 3, conforme pode ser observado na Figura 35.

Figura 35. Traçado do perfil das pás do rotor.



Com os parâmetros de projetos calculados, foi possível desenvolver a geometria do rotor e da voluta, com o auxílio de um *software* de criação de modelos 3D, que possibilita criação de modelos detalhados, além de oferecer recursos avançados para projetos de superfícies complexas. A Figura 36 apresenta o rotor e a voluta projetados, com vista em corte para visualização dos dois componentes.

Figura 36. Modelo tridimensional do rotor e da voluta projetado.



As vistas e os principais parâmetros obtidos no projeto podem ser observados na Figura 37 e na Figura 38.

Figura 37. Desenho técnico da bomba projetada.

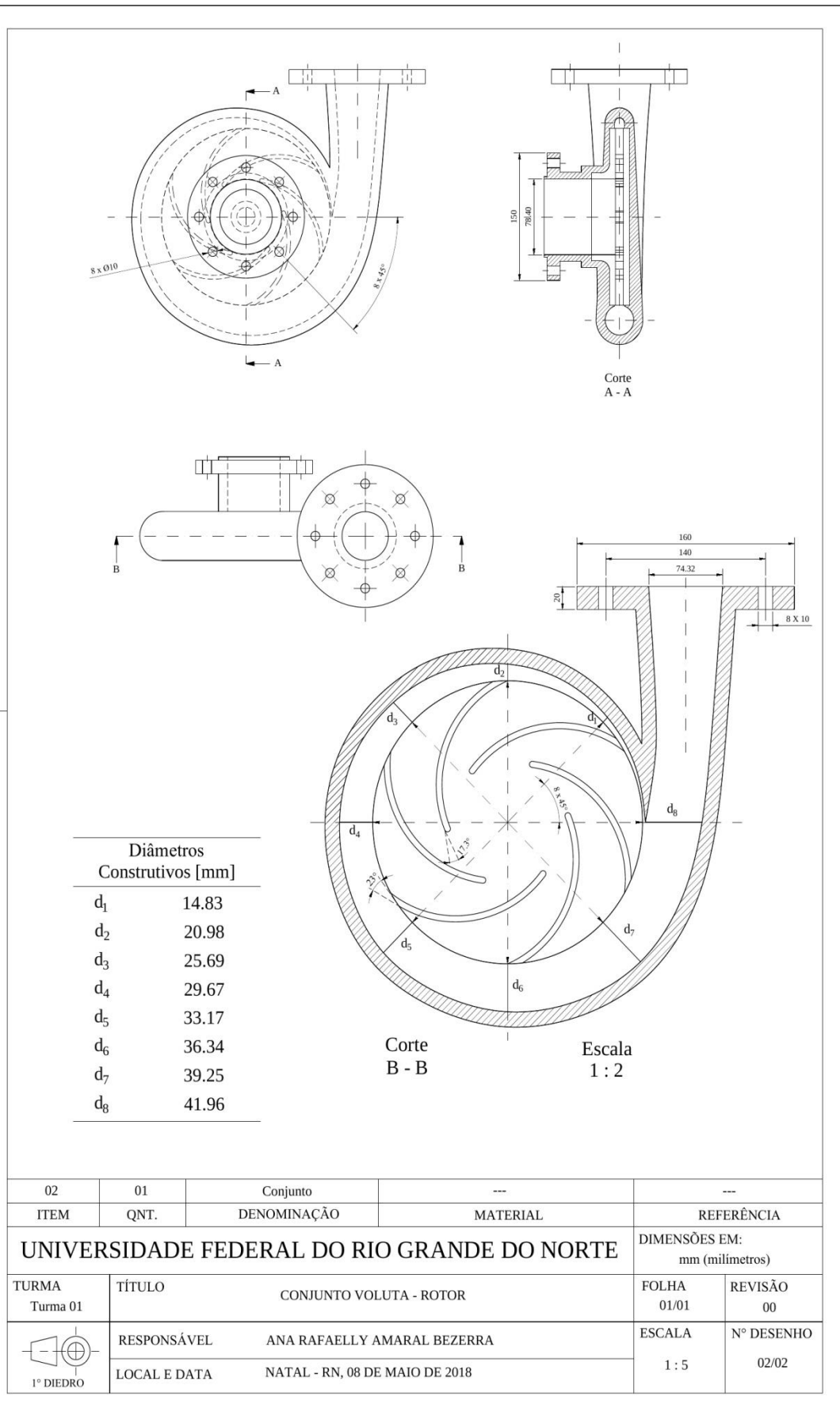
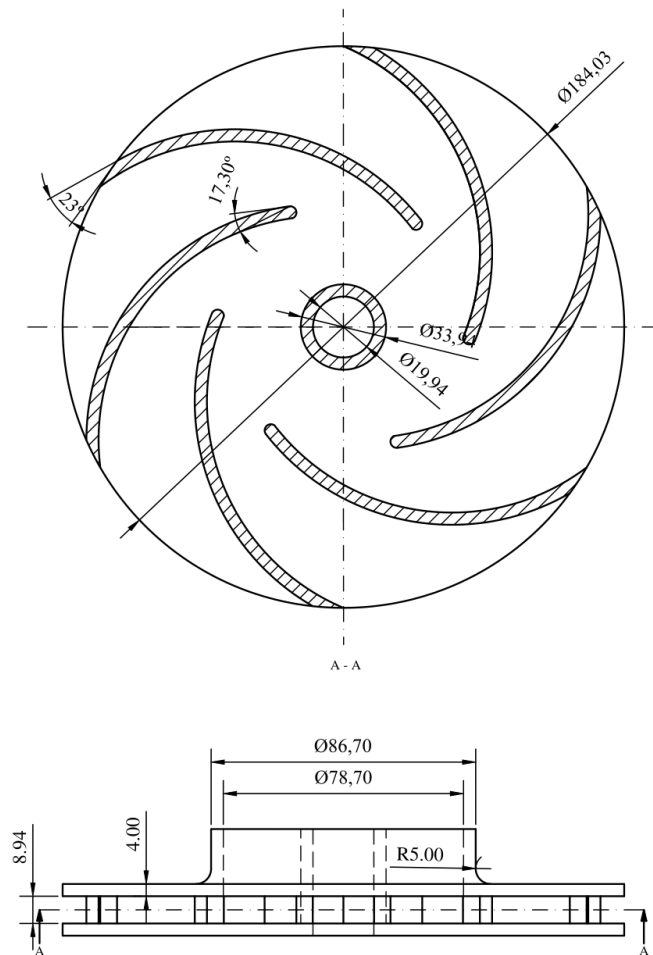


Figura 38. Desenho técnico do rotor projetado.

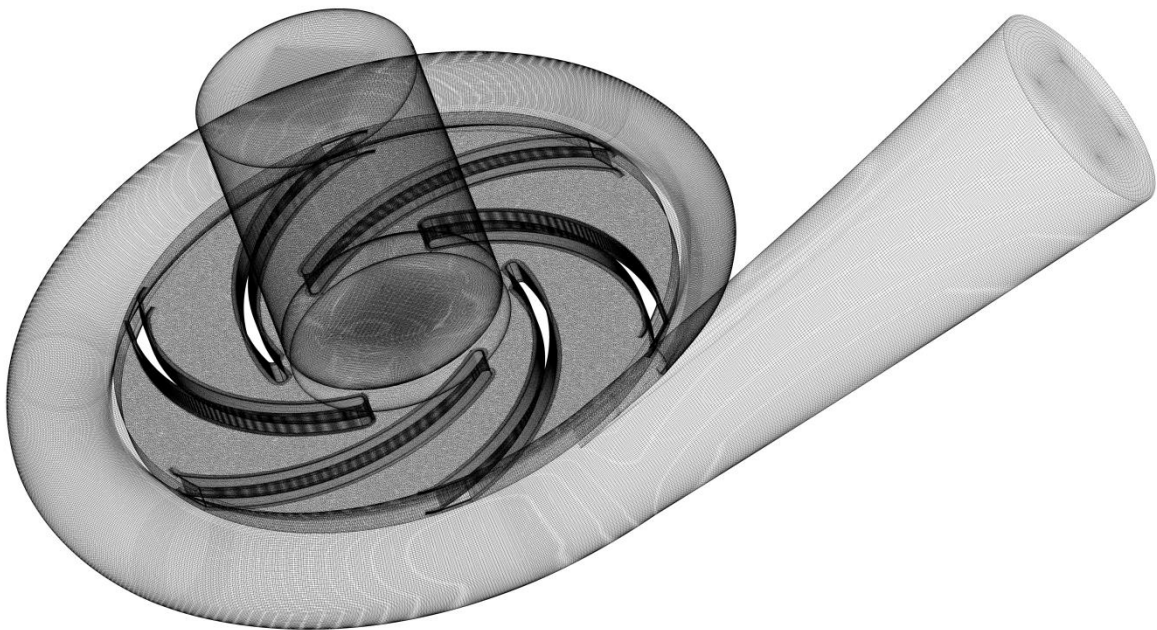


01	01	Rotor	---	---
ITEM	QNT.	DENOMINAÇÃO	MATERIAL	REFERÊNCIA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE				DIMENSÕES EM: mm (milímetros)
TURMA Turma 01	TÍTULO	ROTOR PROJETADO		FOLHA 01/01
 1º DIEDRO	RESPONSÁVEL	ANA RAFAELLY AMARAL BEZERRA		ESCALA
	LOCAL E DATA	NATAL - RN, 08 DE MAIO DE 2018		Nº DESENHO 01/01

6.2 Malha para a bomba projetada

Após o projeto e geração da geometria da bomba foi empregada a mesma metodologia usada para validação do trabalho e que foi discutido no capítulo 5. A malha gerada para o domínio da bomba projetada é apresentada na Figura 39, testes foram realizados, através de simulações preliminares em diferentes tipos de malha, para garantir um bom desempenho do modelo de turbulência empregado.

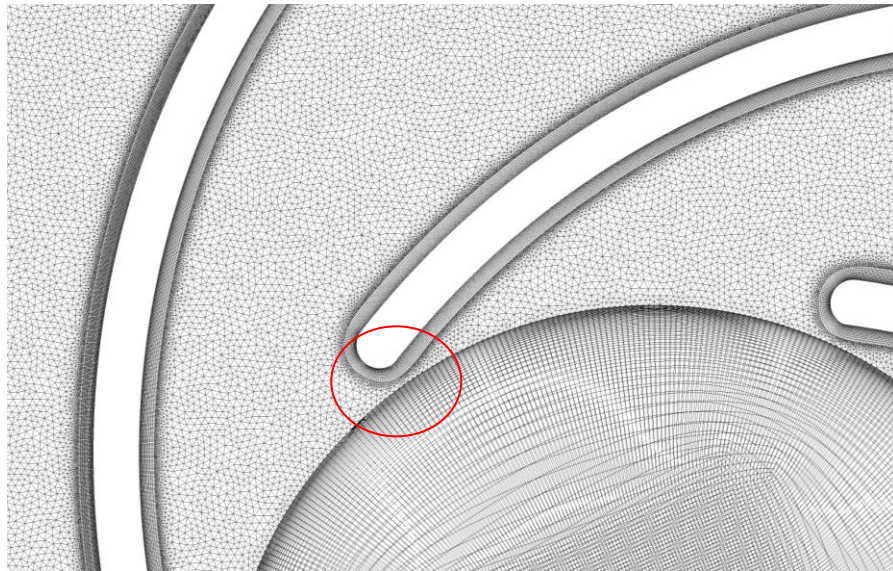
Figura 39. Malha gerada para a bomba projetada.



A malha apresentada na Figura 33 é composta de 15525257 nós e 16273520 elementos, sendo o cilindro de entrada e a voluta constituída apenas de elementos hexaédricos. Foram definidas 15 camadas para um refinamento próximo as paredes do domínio, estando à primeira camada da malha a um $y = 0,03mm$, para garantir um bom desempenho do modelo de turbulência empregado. Uma razão de crescimento de 1.1 foi aplicada, buscando assim uma transição suave dos elementos.

Uma redução de 1 mm no diâmetro de entrada da bomba foi necessária para que fosse garantido um refinamento adequado nas regiões entre a entrada da bomba e o bordo de ataque das pás, como mostra a Figura 40.

Figura 40. Detalhe do ajuste realizado na malha.



Testes foram realizados, através de simulações preliminares, para que os resultados obtidos não fossem afetados pelo número de elementos da malha e garantir um bom desempenho do modelo de turbulência empregado. Para isso, deve-se levar em consideração na seleção da malha o custo computacional da simulação, visto que um número alto de elementos pode ocasionar um elevado tempo para obtenção dos resultados. Também deve ser levado em consideração o refinamento necessário para utilização do modelo de turbulência utilizado. No caso do κ - ϵ padrão é necessário que o primeiro elemento da malha encontre-se em uma distância tal da parede que a condição de contorno de não deslizamento seja bem representada (DUNAISKI, 2015). Assim, malhas foram testadas e comparadas a fim de se utilizar a mais adequada ao problema, como mostra a Tabela 11.

Tabela 11. Comparação entre as malhas testadas.

Malha testada	Malha 1	Malha 2	Malha 3
Número de elementos	12656829	15158755	16273520
Y^+ médio	42,18	40,70	40,28
Y^+ crítico	503,90	602,17	199,88
Altura de elevação	55, 14	55,52	55,2

De acordo com a Tabela 11 a malha selecionada foi a malha 3, pois pôde-se observar que não houve variação significativa da altura de elevação entre as malhas testadas. Além disso, a malha selecionada apresenta o menor valor de Y^+ na sua situação crítica e sua média dentro da faixa recomendada por ANSYS (2009), cujos valores encontram-se entre 30 e 100. Apesar da malha escolhida conter o maior número de elementos o seu custo computacional não se distancia significativamente das outras malhas testadas. Portanto, buscou-se utilizar uma malha com um refinamento adequado que melhor representasse o modelo de turbulência.

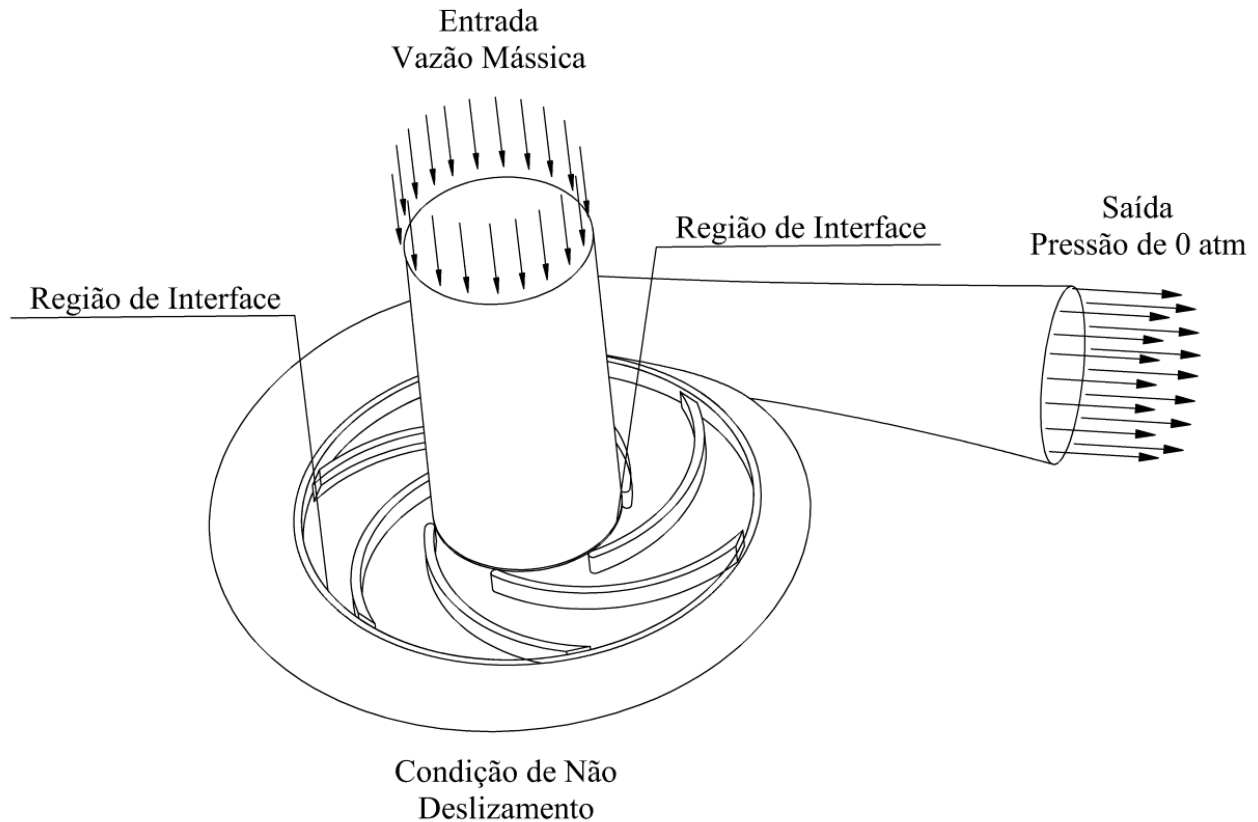
6.3 Definição das condições de contorno para a bomba projetada

Para essas simulações, o eixo z também foi escolhido como eixo de referência para o movimento rotativo do rotor ou do fluido e foi definida uma velocidade de rotação de 3600 rpm (rotação de projeto) no sentido oposto ao da inclinação das pás e também foi utilizado água como fluido de trabalho. O escoamento foi considerado em regime permanente e a pressão de referência foi ajustada para um atmosfera. Foram definidos três domínios, um rotativo (rotor) e dois estacionários (entrada e voluta), onde também foram estabelecidas duas regiões de interface, uma entre a entrada e o rotor e outra entre o rotor e a voluta, utilizando o modelo *Frozen Rotor*. O esquema de interpolação usado foi o *High Resolution* com um número máximo de 1000 interações e o acoplamento pressão-velocidade usado foi o algoritmo de Rhie e Chow. O modelo de turbulência padrão escolhido foi o κ - ϵ , cujos critérios de convergência estipulados em resíduo RMS (*Root Mean Square*) mínimo de 1×10^{-5} .

Na entrada foi empregada uma vazão mássica (*mass flow rate*), que foi alterada na simulação para cada ponto simulado, para a construção da curva característica de altura de elevação. Na saída foi especificada uma pressão de referência de zero atmosfera, que permaneceu constante para todos os pontos simulados e para as paredes foi aplicada a condição de não deslizamento e impermeabilidade.

A Figura 41 mostra esquematicamente as condições de contorno assumidas.

Figura 41. Condições de contorno aplicadas ao modelo projetado.



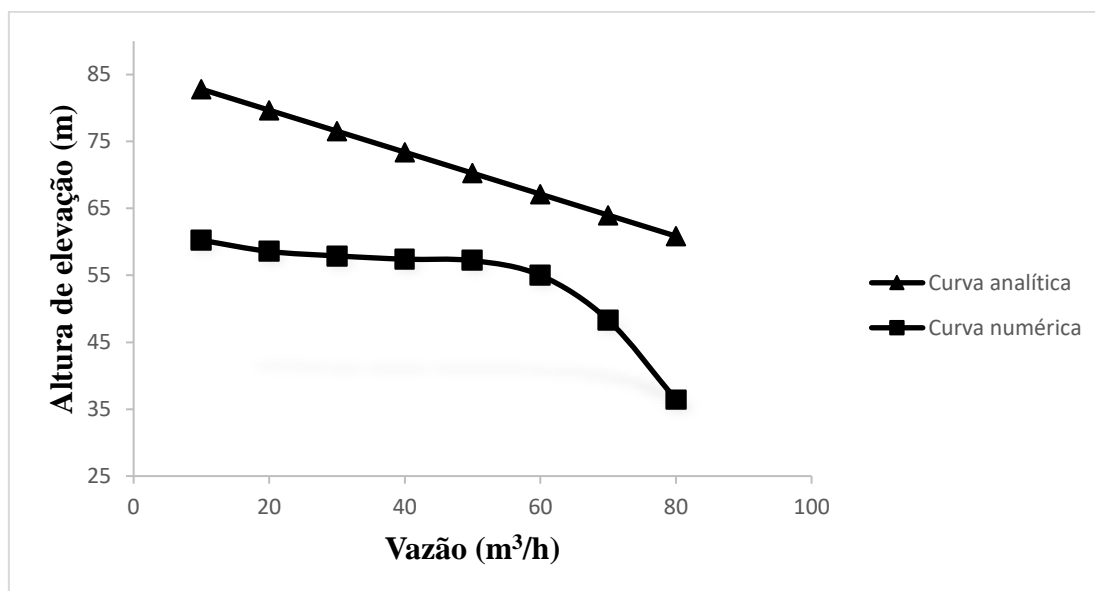
As simulações foram realizadas em computador com processador Intel(R) Xeon (R), 4 núcleos, CPU E3-1270 v3 @ 3.50GHz e 32.0 Gb de RAM, e o tempo de processamento foi de em média quatro dias para as vazões mais baixas e um dia para as vazões mais elevadas.

6.4 Resultados das simulações para o rotor projetado

Foram efetuadas oito simulações para o escoamento, variando os valores de vazão mássica, para a construção da curva de altura de elevação da bomba. Os resultados obtidos numericamente através das simulações foram comparados com resultados obtidos analiticamente como mostra a Figura 42. Os valores analíticos para

altura total de elevação foram calculados partindo da Equação 8. Além disso, uma simulação foi realizada para uma vazão de $59,5 \text{ m}^3/\text{h}$, correspondente a vazão de projeto onde foi verificada a altura de elevação de $55,2 \text{ m}$, próximo a altura para qual a bomba foi projetada, correspondente a 50 m .

Figura 42. Curva característica de altura de elevação da bomba projetada.



Analisando os resultados apresentados na Figura 42, pode-se notar que a curva de altura de elevação numérica apresenta certa discrepância em relação aos valores analíticos. Isso acontece devido ao fato de as alturas de elevação obtidas de forma analítica, considerarem as perdas de energia apenas para o rotor, enquanto a curva numérica apresenta influência de outro elemento da bomba, a voluta. No entanto, a curva numérica revela um comportamento satisfatório, pois está condizente e semelhante ao comportamento observado nos catálogos de bombas. Nas simulações realizadas para baixas vazões também pôde-se perceber a existência de uma certa dificuldade na convergência devido à formação de zonas de recirculação de fluido na região entre pás.

Após a definição da curva característica de altura de elevação da bomba, buscou-se verificar alguns dados calculados e/ou decididos durante o projeto, a fim de compará-los aos valores obtidos numericamente. Um deles é velocidade média na boca de entrada (v'_1), cujo valor de projeto equivale a $4,38 \text{ m/s}$ e que de acordo com os resultados numéricos corresponde a $3,78 \text{ m/s}$, valor este dentro do esperado, pois de acordo com a teoria relacionada a projeto de bombas, discutida no capítulo 3, essa

velocidade média está compreendida entre 1,5 e 4 m/s. Outro valor verificado foi a velocidade média nas seções transversais da voluta que numericamente corresponde a 6,58 m/s, quando o valor projetada foi de 12,52 m/s. Também foi aferida a potência no eixo da bomba cujo valor obtido numericamente equivale a 14,78 c.v, menor que o valor de projeto que corresponde a 16,52 c.v, já que a bomba apresenta um rendimento na simulação igual a 82,16% maior que o valor assumido no projeto que foi de 70%. Segundo Macintyre (1997), arbitra-se um rendimento, durante o projeto, em torno de 70% a 75%, embora o valor varie, geralmente, de 63% a 84%.

Além disso, alguns coeficientes, cujos valores foram decididos durante o projeto foram verificados e comparados, como mostra a Tabela 12. Segundo Macintyre (1997), no dimensionamento de rotores, utilizam-se coeficientes experimentais, expressos em função de coeficientes adimensionais, que caracterizam a semelhança geométrica dos rotores. Para obtenção desses valores foram criadas variáveis no próprio *software* para verificação das velocidades para quais correspondem os coeficientes.

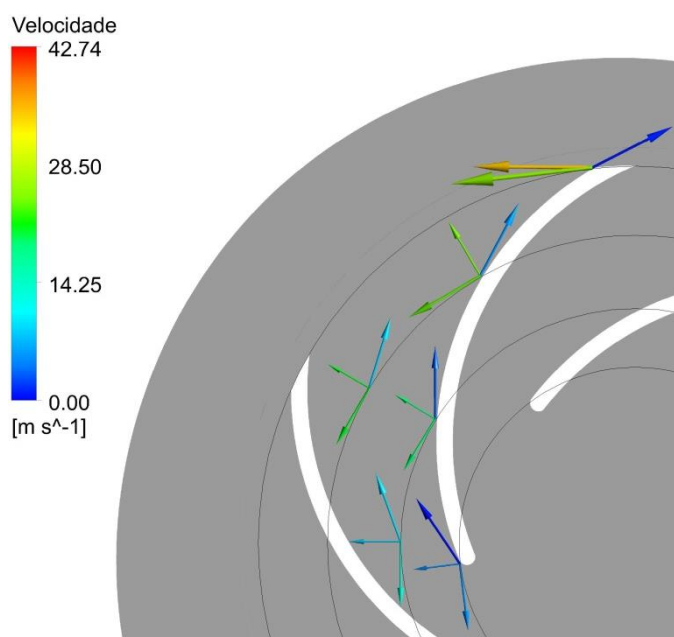
Tabela 12. Comparação entre os valores numéricos e teóricos a respeito dos coeficientes de projeto e suas respectivas velocidades teóricas e de projeto para uma vazão de 59,5 m³/h.

Coeficientes	Valor de projeto	Valor numérico
Fator velocidade ($k_{v'1}$)	0,14	0,12
Coeficiente para cálculo da velocidade meridiana de entrada (K_{vm1})	0,155	0,207
Coeficiente para cálculo da velocidade meridiana de saída (K_{vm2})	0,12	0,219
Coeficiente para cálculo da velocidade periférica na saída (k_{u2})	1,02	1,03
Velocidades	Valor de projeto	Valor numérico
Velocidade média na boca de entrada do rotor ($v'1$)	4,38	3,78
Velocidade meridiana de entrada (V_{m1})	4,85	6,81
Velocidade meridiana de saída (V_{m2})	3,78	7,21
velocidade periférica na saída (u_2)	34,69	33.83

Observa-se na Tabela 12, que alguns coeficientes apresentam valores numéricos próximos dos valores decididos durante o projeto e outros não. Isso porque as velocidades verificadas apresentaram valores diferentes das calculadas durante o projeto, devido ao fato da bomba ter apresentado um rendimento maior do que o assumido, como foi discutido anteriormente. Além disso, a metodologia abordada nesse trabalho a respeito do projeto de bombas já tem alguns anos, podendo assim fornecer dados antigos obtidos com uma instrumentação com maiores erros envolvidos. Também deve-se considerar que esses coeficientes são decisões tomadas pelo projetista, alguns tem uma abrangência grande, deixando em dúvida a escolha do valor e estão susceptíveis a erros. Ademais, deve-se considerar a contribuição dos erros numéricos, erros esses, que Segundo Maliska (2004), estão associados a erros de arredondamento da máquina, dificuldade de tratamento de acoplamento entre variáveis e erros de truncamento.

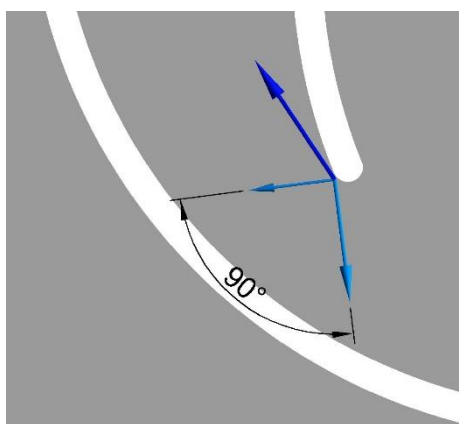
Como o estudo a trajetória líquida no interior do rotor é feita por meio de vetores de velocidade, que forma o triângulo de velocidade, foram definidas variáveis do *software* para verificar direção e comportamento dos triângulos de velocidades e de cada componente ao longo da pá do rotor, como mostra a Figura 43. Os vetores representam a velocidade tangencial do rotor, a velocidade absoluta do fluido e a velocidade relativa à pá. Os triângulos se comportam de maneira similar ao mostrado na Figura 4 e a teoria discutida no capítulo 3.

Figura 43. Triângulos de velocidade ao longo da pá do rotor para uma vazão de 59,5 m³/h.



Analizando o triângulo de velocidades na entrada da pá, podemos perceber que o ângulo entre a velocidade absoluta na entrada e a velocidade tangencial do rotor na entrada é aproximadamente 90° , como mostra a Figura 44. Dessa forma, não existe componente da velocidade absoluta na entrada, estando assim, condizente com a teoria do rotor apresentada no capítulo 3. Segundo Segala (2010), nesse caso a quantidade de energia específica transferida ao fluido será máxima, porém na prática, devido às perdas envolvidas no processo de transferência de energia esse ângulo não é exatamente igual a 90° , mas é próximo desse valor, fazendo com que o termo negativo de fluxo de quantidade de movimento angular na entrada do rotor seja pequeno quando comparado com o fluxo de quantidade de movimento angular na saída do rotor.

Figura 44. Triângulo de velocidade na entrada.



6.4.1 Avaliação do escoamento

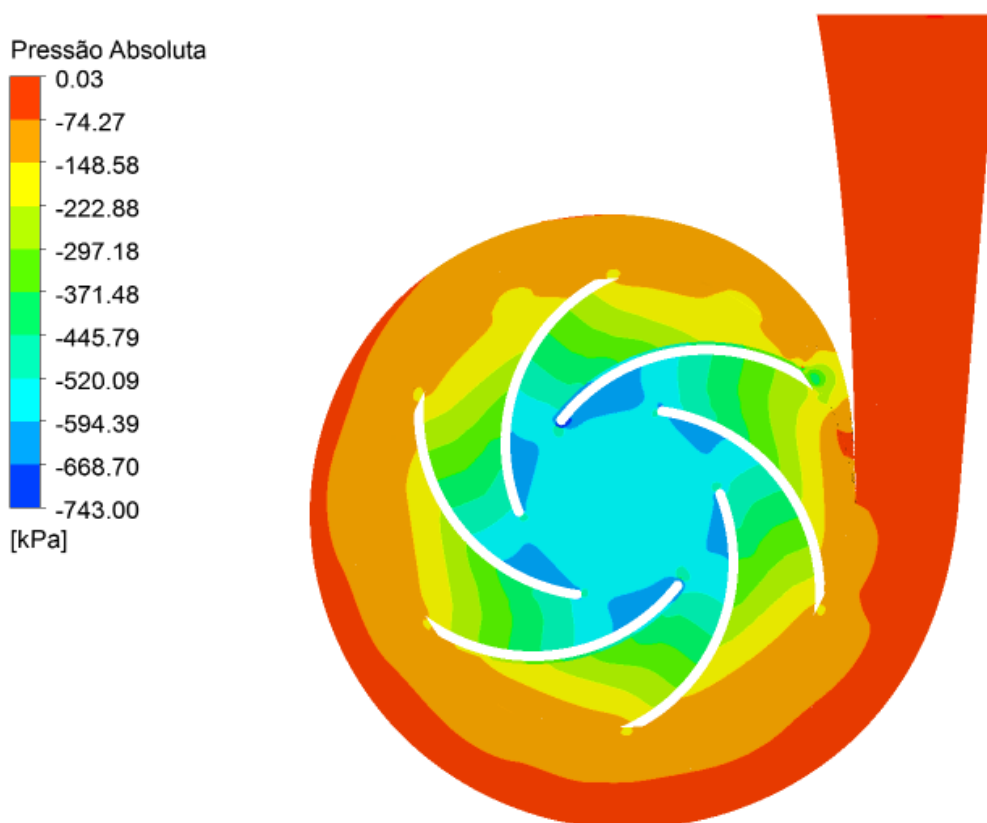
Para uma correta caracterização do desempenho da bomba, são necessárias análises individuais de cada componente que contribui para a altura de elevação. Portanto, são estudados os perfis meridionais obtidos através das simulações, com o intuito de verificar as condições de pressão e velocidade no interior da bomba.

Na avaliação da distribuição de pressão e de velocidade, optou-se por utilizar os resultados obtidos na simulação realizada para uma vazão mássica de $59,5 \text{ m}^3/\text{h}$, vazão para qual a bomba foi projetada.

A Figura 45 mostra a variação da pressão para o fluxo de fluido no interior do rotor e da voluta em um plano médio. A distribuição de pressão no canal das pás

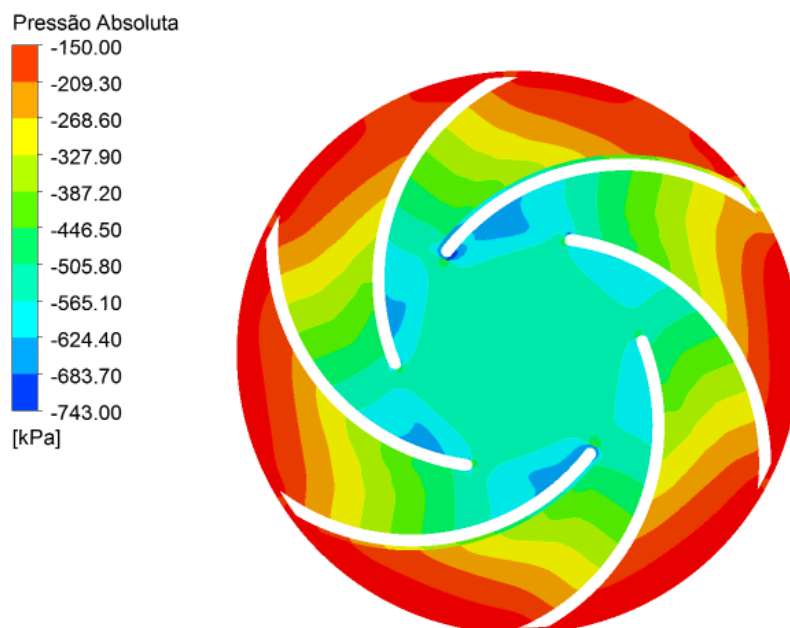
demonstra um aumento gradativo da pressão do centro para periferia, comprovando a transferência de energia no seu interior e atendendo as condições finais do processo. Um aumento da pressão é causado pela diminuição da velocidade através de um aumento progressivo na área de escoamento, no sentido da entrada para saída do canal da voluta.

Figura 45. Distribuição de pressão na bomba para uma vazão de 59,5 m³/h.



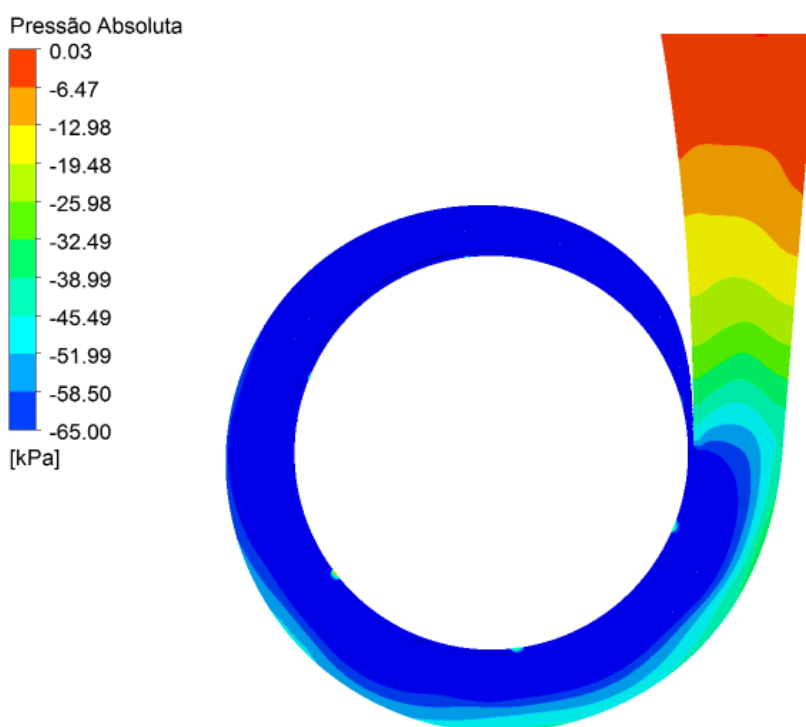
Analisando o rotor separadamente, como mostra a Figura 46, observa-se na entrada do canal das pás uma redução de pressão, provavelmente provocada por uma curvatura acentuada na geometria causando perdas por choque. Avaliando dois pontos de uma mesma circunferência, que partem das extremidades da entrada do canal das pás, nota-se uma maior pressão na face de ataque das pás e consequentemente, uma menor pressão no dorso das mesmas. Isso acontece em virtude da própria inércia que tem o líquido em ser desviado de sua trajetória, além disso, o número de pás é relativamente pequeno.

Figura 46. Distribuição de pressão no rotor para uma vazão de 59,5 m³/h.



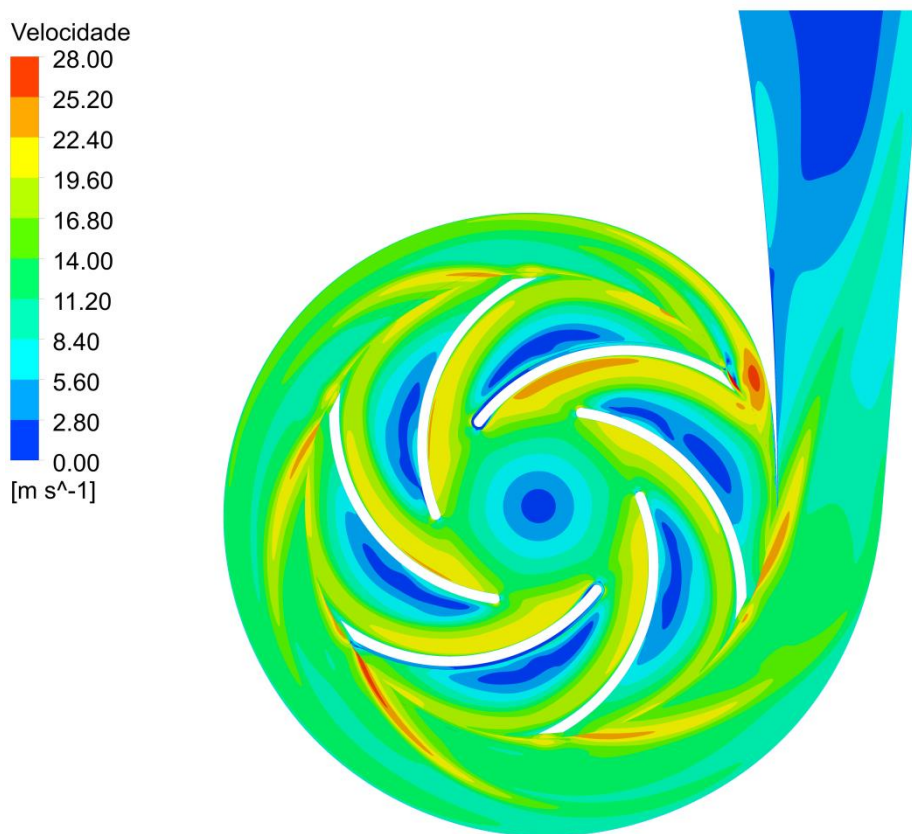
Analisando a região da voluta, representada separadamente na Figura 47, percebe-se um aumento gradativo e intenso da pressão nas extremidades, isso acontece devido ao próprio formato da voluta, que induz as partículas líquidas a descreverem trajetórias curvilíneas, estando submetidas, de forma acentuada nas extremidades, a ação da força centrífuga.

Figura 47. Distribuição de pressão na voluta para uma vazão de 59,5 m³/h.



A variação de velocidade no interior da bomba é apresentada na Figura 48. A velocidade diminui à medida que a área de escoamento aumenta, causando uma adição gradativa da pressão, necessária para que a bomba cumpra a sua função.

Figura 48. Distribuição da velocidade na bomba para uma vazão de 59,5 m³/h.

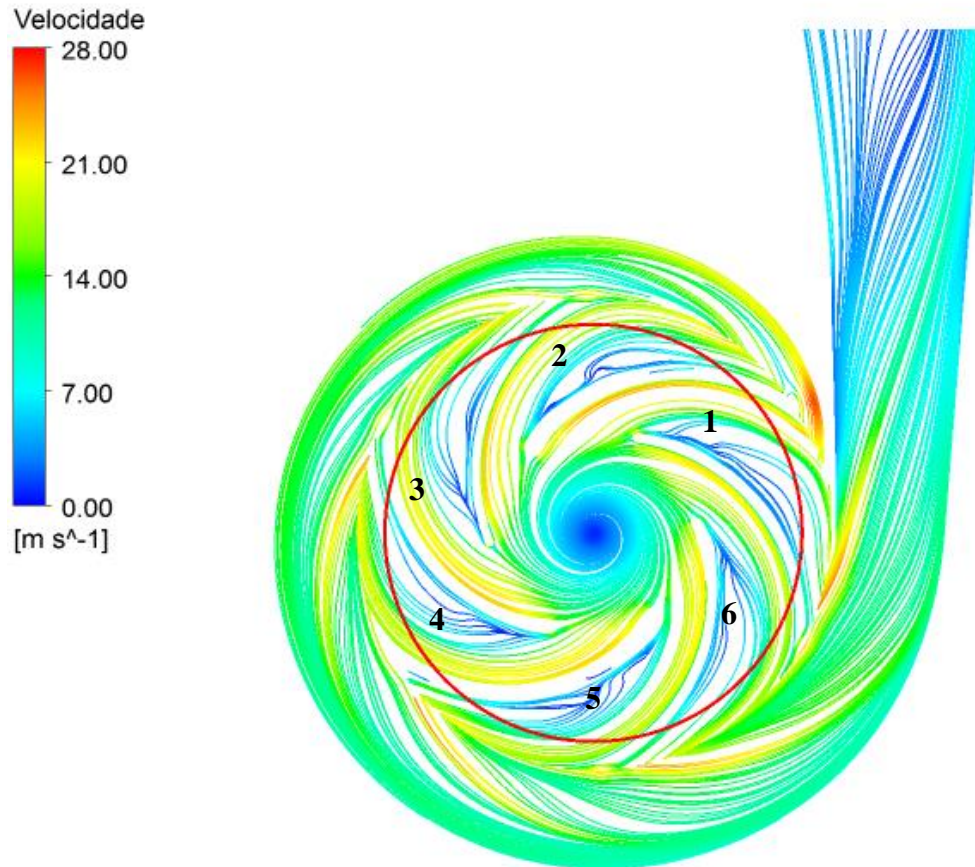


Observando a Figura 48, percebe-se que na região entre as pás existe um aumento da velocidade que se estende no dorso, decorrente do movimento de rotação que o líquido recebe através do rotor, ficando o líquido sujeito à força centrífuga que promove o deslocamento das partículas em direção à periferia do rotor. Comparando a distribuição de pressão com a distribuição de velocidade no escoamento, pode-se afirmar que nas regiões onde se observar maiores campos de pressão é onde estão as velocidades mais baixas e vice-versa.

Na Figura 49 são mostradas as linhas de corrente do rotor e da voluta em um plano médio para os resultados obtidos com a vazão de 59,5 m³/h. A linha vermelha está posicionada em um raio R igual a 165,63 mm, que corresponde a 90% do raio do rotor.

Os números presentes nos canais do rotor são referência para os perfis de velocidade apresentados na Figura 50.

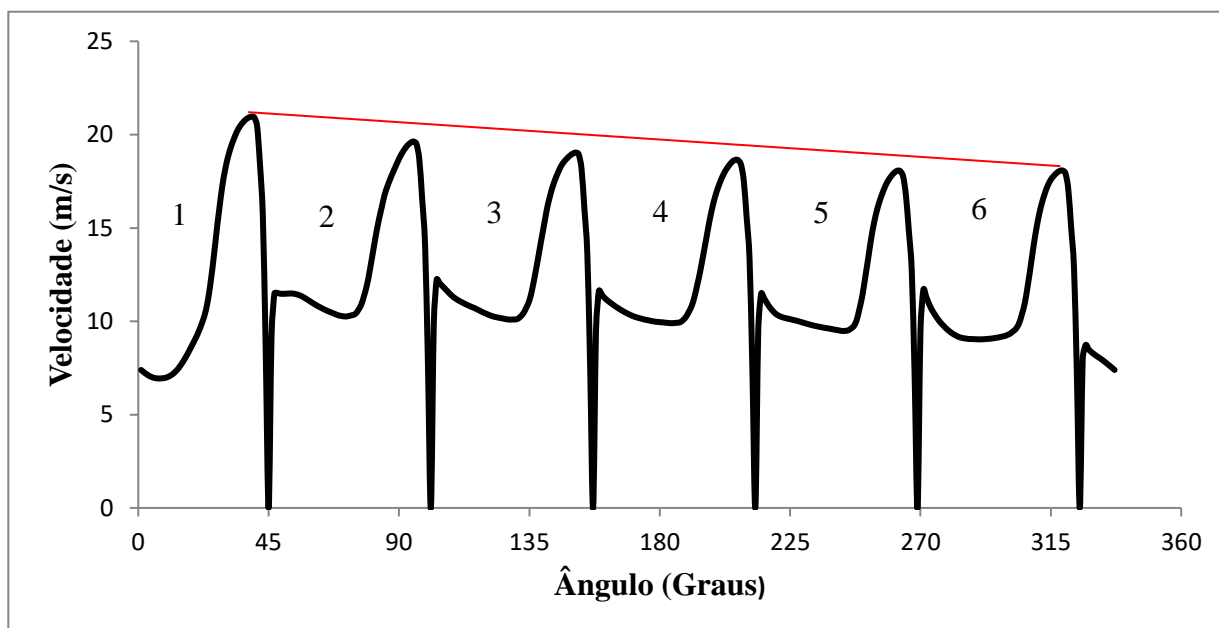
Figura 49. Linhas de corrente na bomba para uma vazão de $59,5 \text{ m}^3/\text{h}$.



Pode-se observar mudanças no padrão do escoamento na face de ataque das pás que acontecem devido ao fato das velocidades serem menores nessa região e maiores no dorso das pás, isso porque no movimento de rotação a face de ataque vai de encontro ao líquido, causando uma redução da velocidade devido a resistência que o líquido oferece a aceleração.

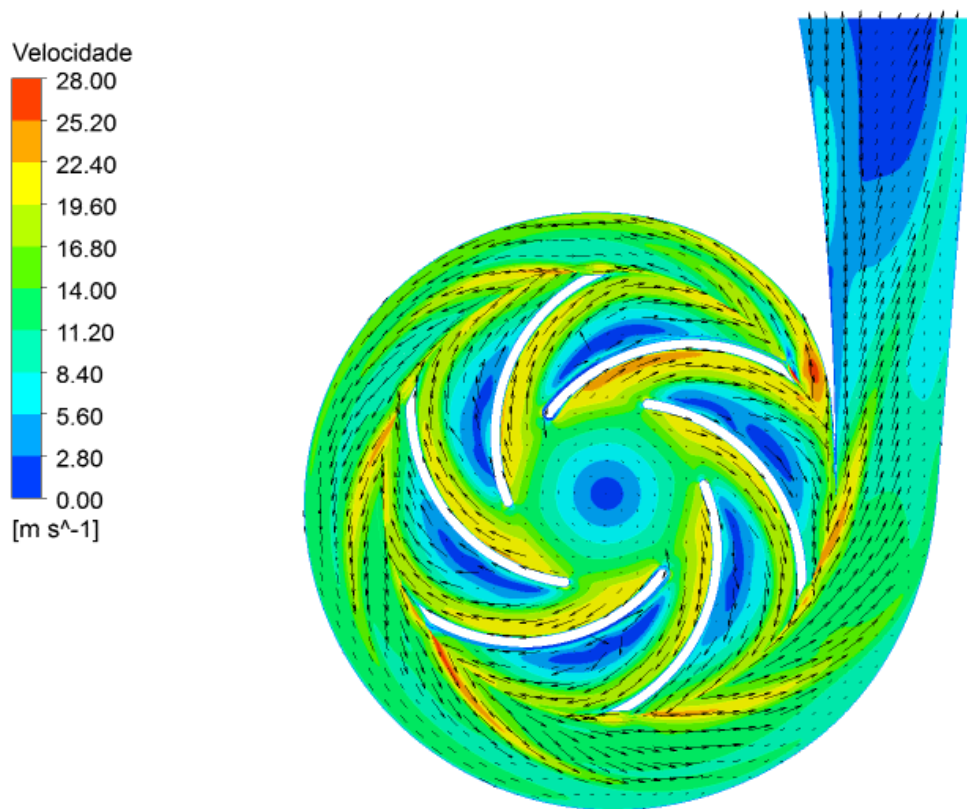
A Figura 50 mostra a variação da velocidade ao longo de uma linha posicionada em um raio de 90% do raio do rotor. Os números indicam de qual canal da Figura 49 o perfil foi obtido.

Figura 50. Variação da velocidade em uma linha posicionada em um raio de 90% do raio do rotor.

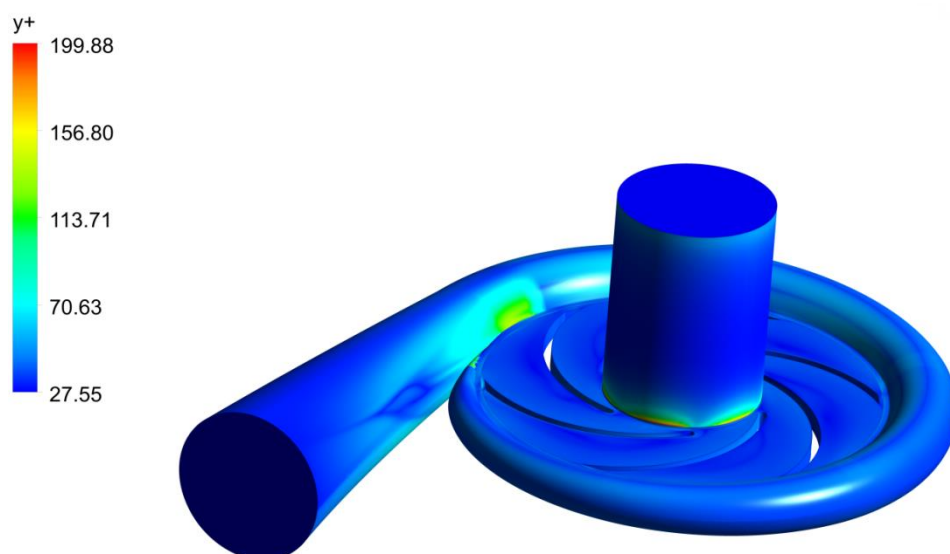


A variação da velocidade nos canais apresentam comportamentos semelhantes e mostram o aumento da velocidade no sentido da face de ataque para o dorso das pás, porém foi observada uma redução no valor do pico. Essa redução acompanha o aumento da área de seção transversal da voluta e a consequente desaceleração do escoamento nesse componente fazendo com que o escoamento na saída do rotor encontre uma velocidade menor a cada canal, com isso a velocidade também diminui na saída de cada canal devido a interação do escoamento na interface entre os componentes.

Não foi constatada a presença de recirculações em nenhum dos dois componentes, indicando que não há perdas significativas por recirculações para essa situação, como mostra a Figura 51.

Figura 51. Distribuição dos vetores velocidade para uma vazão de 59,5 m³/h.

Para certificar-se que os resultados obtidos e analisados neste trabalho atendem ao modelo de turbulência empregado nas simulações, foram avaliados os valores de y^+ obtidos. Como pode ser observada na Figura 52, a maior parte dos valores encontram-se dentro da faixa apropriada (de 30 a 100), o que demonstra que a malha produzida e utilizada nas simulações é adequada ao modelo.

Figura 52. Variação do valor de y^+ para uma vazão de 59,5 m³/h.

6.4.2 Análise da influência da rugosidade

Nas simulações realizadas para validação desse trabalho foi considerada a rugosidade dos diferentes materiais com o intuito de aproximar ainda mais os resultados numéricos aos valores fornecidos pelo fabricante. Desse modo, simulações foram realizadas no modelo projetado a fim de verificar a influência da rugosidade na altura de elevação da bomba.

Para avaliar a influência da rugosidade na altura de elevação da bomba, foram realizadas cinco simulações variando-se o valor da rugosidade para cinco graus elevados a norma ISO 1302:2002 e para duas vazões. Os resultados obtidos numericamente através das simulações são apresentados na Tabela 13.

Tabela 13. Variação da altura de elevação da bomba em função da rugosidade.

Rugosidade da superfície (μm)	Altura de elevação (m) para a vazão de 59,5 m ³ /h.	Altura de elevação (m) para a vazão de 70 m ³ /h.
0	55,2	48,3
6,3	54,18	45,98
12,5	53,73	45,34
25	53,21	44,72
50	52,82	43,97

Com o aumento da rugosidade nota-se uma redução na altura de elevação da bomba, que fica ainda mais evidente com o aumento vazão. Segundo Massaro (2017), isso acontece devido à piora do acabamento da bomba, associado ao aumento da vazão, ocasionar um incremento da velocidade no interior da bomba.

A avaliação dos resultados apresentados neste capítulo mostra que diversos elementos devem ser levados em consideração quando se deseja obter uma correta representação do escoamento em bombas centrífugas. Principalmente quando se trata das características dos parâmetros geométricos e da consideração dos elementos que compõem o sistema, influenciando diretamente na eficiência e no comportamento dos seus componentes.

Capítulo 7

Conclusões

7. Conclusões

No trabalho desenvolvido, foi elaborado o projeto geométrico de um rotor e de uma voluta, com base no procedimento de cálculo apresentado por Macintyre (1997), e foi utilizada a modelagem numérica como ferramenta de estudo na obtenção das características de funcionamento da bomba hidráulica projetada.

Com base nos dados obtidos no projeto, foi desenvolvido um modelo tridimensional do conjunto, através de um *software* de geração de CAD. Em seguida foi possível gerar a malha utilizada nas simulações, através de um *software* especializado na geração e pré-processamento de malha. Com isso, foram realizadas simulações utilizando as mesmas condições de um rotor preexistente que serviu de validação, no programa comercial de fluidodinâmica computacional ANSYS CFX.

Com relação a curva característica de altura de elevação da bomba, os resultados obtidos de forma numérica revelam a existência de certa discrepância em relação a curva obtida de forma analítica, a que a obtenção da mesma é feita considerando apenas as perdas de energia no interior do rotor em consequência das perdas hidráulicas, enquanto a curva obtida numericamente leva em consideração da influência da voluta. No entanto, pode se notar que a curva numérica de altura de elevação apresentou um comportamento semelhante as curvas, em geral, apresentadas em catálogos de fabricantes. Para se ter um comportamento ainda mais próximo, seriam necessárias simulações para um maior número de vazões com intervalos menores dos seus valores. Isso mostra o quando o uso do CFD é uma ferramenta importante na etapa de projeto de bombas, pois ela possibilita a obtenção das curvas características, sem a necessidade de modelos experimentais, tornando o projeto mais confiável e gerando uma economia de recursos financeiros e de tempo.

Foram verificados e comparados alguns dados calculados e os valores de coeficientes que causam incertezas durante a etapa de projeto, com os valores obtidos numericamente. A velocidade média na boca de entrada obtida de acordo com os resultados numérico encontrou-se dentro do esperado pela teoria apresentada no capítulo 3, referente ao projeto de bombas. Em relação a velocidade média nas seções transversais da voluta o valor numérico apresentado é menor e difere em um erro relativo de aproximadamente 12%, mostrando que a bomba apresenta um desempenho

maior que o esperado pelo projeto, já que a simulação apresentou um rendimento 22,16% maior que o assumido no projeto e que segundo Macintyre (1997), encontra-se de acordo com a faixa de rendimento esperada. Com isso a potência no eixo da bomba numérica foi menor que a calculada, apresentando um erro relativo de aproximadamente 10%. Também foram verificadas discordâncias entre alguns coeficientes analisados e que são decisões na etapa de projeto, que pode ser justificado pelo fato de serem valores arbitrários escolhidos pelo projetista, obtidos a alguns anos e estando susceptíveis a erros. É bom ressaltar a importância da análise desses coeficientes, pois eles influenciam diretamente no dimensionamento de bombas e consequentemente em seu desempenho. Uma realimentação desses valores tornaria o projeto mais seguro e confiável. Nesse sentido, o uso do CFD como ferramenta de investigação apresenta-se como uma boa opção para verificação e análise de tal realimentação, tendo assim grande potencial de ser avaliado em trabalhos futuros.

Analisando o escoamento no interior do rotor através dos perfis de pressão e velocidades, pode-se concluir que as transferências de energia no seu interior devido ao aumento gradativo de pressão e redução da velocidade causada pelo aumento progressivo do canal entre as pás, atendem aos requisitos do processo necessários para que a bomba cumpra sua função. Além disso, pode-se notar uma zona de maior pressão na face de ataque das pás em comparação ao dorso das mesmas, devido a resistência do fluido a sair de sua trajetória, não sendo as velocidades rigorosamente paralela ao perfil das pás. Em relação a voluta, notou-se um crescimento gradativo da pressão nas extremidades, causada principalmente devido ao formato em caracol que leva as partículas fluidas a descreverem trajetórias curvilíneas, tornando-as sujeitas a ação a força centrífuga. Além do mais, uma análise das linhas de corrente revelou a influência da interação entre os componentes em estudo através da verificação da variação da velocidade ao longo de uma linha posicionada em um raio de 90% do raio do rotor.

Analisando a distribuição dos vetores velocidades nos dois componentes, não foi constata a formação de zonas de recirculações de fluido, para o caso da vazão de projeto. No entanto, as simulações realizadas para baixas vazões apresentou recirculações, tanto que pôde-se perceber uma certa dificuldade na convergência para esses casos.

Devido ao uso da rugosidade do material nas simulações realizadas para validação do trabalho ter sido um fator relevante na aproximação dos resultados

numéricos em relação aos valores fornecidos pelo fabricante, foi realizado um estudo da influência da rugosidade na altura de elevação da bomba, através de simulações variando-se a rugosidade para cinco graus elevados, estabelecidos pela norma ISO 1302:2002. O estudo mostrou que o uso de materiais mais rugosos causa redução na altura de elevação da bomba e que essa influência aumenta para vazões mais elevadas, chegando a uma redução de aproximadamente 9% da altura manométrica, para caso de maior vazão e maior rugosidade.

Fica claro através da análise dos resultados, que a omissão de alguns componentes da bomba (como costuma ocorrer em trabalhos numéricos), pode comprometer a caracterização do escoamento, pois um componente pode não só fornecer novas informações no estudo, como também pode influenciar no comportamento de outros elementos. Como é o caso da voluta que devido ao seu aumento de área na seção transversal e a consequente desaceleração do escoamento nesse componente, diminui a velocidade de saída de cada canal no rotor.

Por fim, destaca-se que a utilização do CFD como ferramenta de projeto para caracterização do escoamento e análise de desempenho da bomba, apresenta-se como uma ferramenta útil e confiável, podendo ser utilizada no projeto de qualquer bomba centrífuga, não estando limitada a bomba específica analisada nesse trabalho.

Alguns aprimoramentos interessantes podem ser realizados, a fim de verificar situações específicas de interesse e de se realizar estudos mais aprofundados no assunto, nesse sentido, recomenda-se para trabalhos futuros:

- ✓ Uma análise detalhada da interação entre os componentes da bomba;
- ✓ Um estudo acerca da influência de decisões de projeto na otimização do desempenho de bombas centrífugas;
- ✓ A realização de simulações utilizando outros modelos de turbulência, a fim de obter resultados mais fidedignos na caracterização do escoamento.
- ✓ Uma investigação mais aprofundada a cerca dos coeficientes utilizados durante a etapa de projeto.

Referências Bibliográficas

Referências Bibliográficas

ABREU, F. M.; PIAZZAROLO, L. C.; ROSA, H. M. P.; TIBIRIÇA, A. M. B.; CAMPOS, J. C. C. **Modelagem e simulação CFD de bombas centrífugas**. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM. 2014, Uberlândia – Minas Gerais.

AMARAL, G. **Modelagem do Escoamento Monofásico em Bomba Centrífuga Submersa Operando com Fluidos Viscosos**. 2007. 260f. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia do Petróleo) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2007.

ANAGNOSTOPOULOS, J. CFD Analysis and Design Effects in a Radial Pump Impeller. **WSEAS Transactions on Fluid Mechanics**, Greece, V. 1, p. 763, 2006.

ANSYS, I. **ANSYS Workbench**. 12. ed. Canonsburg, PA - USA, 2009.

ANSYS, I. **ANSYS CFX-Solver Modeling Guide**. Canonsburg, PA - USA, 2013.

ANSYS, I. **Modeling Turbulence Flows**. Introductory FLUENT Training, V. 6.3, 2006.

ANSYS, I. **ANSYS CFX - Solver Theory Guide, Ansys CFX Release 11.0**. dezembro, 2006. 312f. (Manual). Canonsburg, PA - USA, 2006.

ASUAJE, M.; BAKIR, F.; KOUIDRI, S.; KENYERY, F.; REY, R. Numerical modelization of the flow in centriugal pump: volute influence in velocity and pressure fields. **International Jounal of Rotating Machinery**, 2005:3, p. 244-255, 2005.

BACHAROUDIS, E.; FILIOS, A.; MENTZOS, M.; MARGARIS, D. Parametric Study of a Centrifugal Pump Impeller by Varying the Outlet Blade Angle. **The Open Mechanical Engineering Journal**, Greece, p. 75, 2008.

BELTUR, R.; PRADO, M.; DURAN, J.; PESSOA, R. Analysis of experimental data of ESP performance under two-phase flow conditions. **Society of Petroleum Engineers**, SPE 80921, 2003.

BENDER, A. **Análise Numérica do Escoamento turbulento em Trocadores de Calor com Fluxo Cruzado: Estudo de um Novo Arranjo Geométrico Trapezoidal**.

2017. 124f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade do Estado de Santa Catarina, Joinville, 2017.

BEZERRA, I. S.; FERRO, L. M. C. **Estudo numérico da influência do número de reynolds nas curvas características de funcionamento em um rotor de uma bomba centrífuga**. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM. 2016, Fortaleza – Ceará.

CARIDAD, J.; ASUAJE, M.; KENYERE F.; TREMANTE, A., AGUILLÓN O. Characterization of a centrifugal pump impeller under two-phase flow conditions. **Journal of Petroleum Science Engineering**, 63 (2008), p.18-22, 2008.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos Fluidos – Fundamentos e Aplicações**. 1º edição. Ed. McGrawHill, 2007.

CHALGHOUM, I., KANFOUDI, H., ELAOUD S., AKROUT, M. Numerical Modeling of the Flow Inside a Centrifugal Pump: Influence of Impeller-Volute Interaction on Velocity and Pressure Fields. **Arab J Sci Eng**, 2016.

DUNAISK, R. **Simulação numérica do escoamento monofásico em uma bomba centrífuga radial**. 99f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica e de Materiais) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2015.

DURAN, J.; PRADO, M. ESP stages air-water two-phase performance - modeling and experimental data. **Society of Petroleum Engineers**, SPE 87627, 2003.

FAMAC Indústria de Máquinas LDA. **Catálogo de Bombas**, 2016.

FENG, J., BENRA, F.K., DOHMEN H. J.. Unsteady Flow Investigation in Rotor-Stator Interface of a Radial Diffuser Pump. **Forsch Ingenieurwes**, n.74, p. 233-242, 2010.

FOX, R. W.; PRITCHARD, F. J.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**, 7ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2010.

GULICH, J. F. **Centrifugal Pumps**. 2ª edição. Berlin: Springer, 2008.

GULICH, J. F., Pumping Highly Viscous Fluids with Centrifugal Pumps – Part 1, **World Pumps**, pp 30 – 34, 1999a.

GULICH, J. F., Pumping Highly Viscous Fluids with Centrifugal Pumps – Part 2, **World Pumps**, pp 39 – 42, 1999b.

INTERNATIONAL STANDARD ISO. **ISO 1302**: Geometrical Product Specifications (GPS) — Indication of surface texture in technical product documentation. Switzerland, 2002.

LI, W. Effects of viscosity on turbine mode performance and flow of a low specific speed centrifugal pump. **Applied Mathematical Modelling**, n.40, p. 904-926, 2016.

LORUSSO, M.; CAPURSO, T.; TORRESI, M.; FORTUNATO, B.; FORNARELLI, F.; CAMPOREALE, S. M.; MONTERISO, R. **Efficient CFD evaluation of the NPSH for centrifugal pumps**. In: 72nd Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association – ATI2017. 2017, Lecce ,Italy.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2ª edição. Rio de Janeiro: Ed. LTC, 1997.

MAITELLI, C. W. S. P.. **Simulação do Escoamento Monofásico em um Estágio de uma Bomba Centrífuga Utilizando Técnicas de Fluidodinâmica Computacional**. 182 f. Tese (Doutorado) - Programa de Pós Graduação em Ciência e Engenharia de Petróleo, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2010.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacionais**. 1º edição. Rio de Janeiro: Ed. LTC, 1995.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacionais**. 2º edição. Rio de Janeiro: Ed. LTC, 2004.

MASSARO, G. A. **Comparação das características de desempenho de um rotor fechado de fluxo radial, aplicado em bomba centrífuga, produzido via fundição convencional e fundição de precisão (*investment casting*)**. 134 f. Dissertação (mestrado) – Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2017.

MATTOS, E. E.; FALCO, R. **Bombas industriais**. 2ª edição. Rio de Janeiro: Ed. Interciência Ltda, 1998.

MENTZOS, M.; FILIOS, A.; MARGARIS, P.; PAPANIKAS, D. **A numerical simulation of the impeller-volute interaction in a centrifugal pump**. Proceedings of

International Conference from Scientific Computing to Computational Engineering. Athens, pp. 1-7, 2004.

OLIVEIRA, G. N.; MENEZES, L. D. **Estudo da reação de deslocamento gás-água por Fluidodinâmica Computacional**. 128f. Trabalho de conclusão de curso – Departamento de Engenharia Química e do Petróleo, Universidade Federal Fluminense, Niterói, 2015.

PATEL, K; SATANEE, M. **New development of high head Francis turbine at JYOTI LTD**. For small hydro power plant, Himalayan Small Hydropower Summit, Dehradun, pp. 307-316, 2006.

PATERNOST, G. M. **Estudo experimental sobre bomba centrífuga operando com fluido viscoso e escoamento bifásico gás-líquido**. 2013. 172f. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia do Petróleo) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2013.

PESSOA, R.; PRADO, M. Experimental investigation of two-phase flow performance of electrical submersible pump stages. **Society of Petroleum Engineers**, SPE 71552, 2001.

SEGALA, W. **Simulação Numérica do Escoamento Monofásico no Primeiro Estágio de uma Bomba Centrífuga de Duplo Estágio**. 121f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica e de Materiais) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2010.

SEPANOFF, A. J. **Centrifugal and Axial Flow Pumps**. John Wiley & Sons. INC., N. Y., 1957.

SHOJAEEFARD, M. H.; TAHANI, M.; EHGHAHI, M. B.; FALLAHIAN, M. A.; BEGLARI, M. Numerical Study of the Effects of some Geometric Characteristics of a Centrifugal Pump Impeller that Pumps a Viscous Fluid. **Computers & Fluids**, n.60, p. 61-70, 2012.

SKRZYPACZ, J. Numerical Modelling of Flow Phenomena in a Pump with a Multi-Piped Impeller. **Chemical Engineering and Processing**, n.75, p. 58-66, 2014.

WENZEL, G. M. **Análise numérica da esteira de turbinas eólicas de eixo horizontal: estudo comparativo com modelos analíticos**. 73f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**, 1 ed., California: DCW Industries, La Canada, 1993.

WU, Y.; CHEN, X.; DOU, H.; ZHENG, L.; ZHU, Z.; CUI. B.; KHOO. B., C.. Numerical Simulation and Analysis of Flow Characteristics in the Front Chamber of a Centrifugal Pump. **Journal of Mechanical Science and Technology**, n.31, p. 5131-5140, 2017.